



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Dopravní trať pro přepravu balení plechů  
umístěných na dřevěných paletách.**

**Transport Track for the Transport of Sheet  
Metal Packages Placed on Wooden Pallets.**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Bc. Jakub HOVORKA**

**2023**

**Studijní program:** NDTT Dopravní a transportní technika

**Studijní obor:** N071TTTE – Transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hovorka** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **482596**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Dopravní trať pro přepravu balení plechů umístěných na dřevěných paletách.**

Název diplomové práce anglicky:

**Transport Track for the Transport of Sheet Metal Packages Placed on Wooden Pallets.**

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce vypracujte konstrukční návrh dopravní tratě pro dopravu balíků plechů na dřevěných paletách s nosností do 4 tun.

Postup řešení:

- 1) Proveďte stručnou rešerši dopravních tratí používaných ve strojírenství.
- 2) Navrhněte možné konstrukční varianty a vyberte nejvýhodnější variantu pomocí vhodné rozhodovací metody.
- 3) Vypracujte 3D model zvoleného konstrukčního návrhu a vybranou 2D výkresovou dokumentaci.
- 4) Návrh opřete o vybrané návrhové a kontrolní výpočty.
- 5) Vypracujte závěrečná zhodnocení.

Zadavatel: společnost 'STR Praha s.r.o.'

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. Vyd. 5. Praha: SNTL, 1989.  
POLÁK, J.; PAVLIŠKA, J.; SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001.  
Katalogy výrobců, internetové zdroje.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Kanaval, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

\_\_\_\_\_

Datum zadání diplomové práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.08.2023**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jan Kanaval, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Dopravní trať pro přepravu balení plechů umístěných na dřevěných paletách“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D. ve spolupráci se společností STR Praha s.r.o. a s použitím literatury a dalších zdrojů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze .....

.....

Bc. Jakub Hovorka

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za odborný dohled, cenné připomínky a konzultace k vypracování mé práce. Velký dík patří také pracovníkům a technikům STR Praha s.r.o. za poskytování odborných a velmi cenných rad k dané problematice. Velký dík taktéž patří mé rodině, která mě vždy podrží a velmi mě motivuje k práci a studiu. V neposlední řadě taktéž patří velký dík mým přátelům za psychickou podporu během vypracování této práce, bez níž by bylo tuto práci velmi těžké dokončit.



## Anotační list

Jméno autora:	Jakub Hovorka
Název DP:	Dopravní trať pro přepravu balení plechů umístěných na dřevěných paletách
Anglický název:	Transport Track for the Transport of Sheet Metal Packages Placed on Wooden Pallets
Rok:	2023
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 108 počet obrázků 220 počet tabulek 23 počet příloh 15
Klíčová slova:	Dopravní trať, řetězová trať, dřevěná paleta, balení plechů, řetěz
Keywords:	Transport Track, Chain Track, Wooden Pallet, Sheet Metal Package, Chain

### Anotace:

Cílem diplomové práce je navrhnout dopravní trať pro dopravu balení plechů na dřevěných paletách. Práce je rozvržena do tří hlavních částí – teoretické, návrhové a výpočetní. Teoretická část se skládá z rešerše dopravních tratí používaných ve strojírenském průmyslu a získání informací o výrobních schopnostech firmy. Návrhová část se skládá z návrhu konstrukčního řešení dopravní tratě s užitím vícekritériálního rozhodování. Výpočetní část je zaměřena na dimenzování pohonů, kontrolu konstrukčních uzlů a výpočet základního rámu konstrukce pomocí metody konečných prvků. Práce byla zadána a zpracována ve spolupráci se společností STR Praha s.r.o.

### Abstract:

The purpose of this diploma thesis is to design Transport Track for the Transport of Sheet Metal Packages. The thesis is divided into three main parts – theory, draft, and calculations. Theoretical part contains recherche of Transport Tracks used in mechanical engineering industry and obtaining information about company's production capabilities. Draft part contains design of the transport track, with multiple-criteria decision analysis. Calculations contains dimensioning of engines and control of construction nodes and calculating the basic frame of the structure using the Finite Elements Method. The thesis was commissioned and prepared in cooperation with STR Praha s.r.o. company.

## OBSAH

1. Úvod .....	4
1.1. Stanovení cílů diplomové práce .....	4
2. Rešerše dopravních tratí používaných ve strojírenství.....	6
2.1. Rozdělení dopravních zařízení.....	7
2.2. Dopravní tratě poháněné.....	8
2.2.1. Válečkové dopravní tratě .....	8
2.2.2. Řetězové dopravní tratě.....	13
2.2.3. Modulární tratě.....	17
2.2.4. Pásové tratě .....	19
2.2.5. Řemenové tratě .....	20
2.3. Dopravní tratě nepoháněné.....	21
3. Technický profil firmy .....	23
3.1. Výrobní program.....	23
3.2. Pracoviště ve firmě .....	27
3.2.1. Dílna hrubé montáže a hutní sklad.....	27
3.2.2. Prototypová dílna .....	28
3.2.3. Dílna precizní montáže .....	31
3.2.4. Hala expedice .....	32
3.2.5. Konstrukce a 3D tisková farma.....	32
3.2.6. Solární elektrárna.....	33
3.3. Spolupráce firmy v kooperaci.....	34
3.4. Průběh zpracování zakázky: .....	35
4. Výběr vhodných konstrukčních variant pro řešení zadaného problému .....	36
4.1. Úvaha možností dopravy .....	36
4.1.1. Válečková dopravní trať.....	36
4.1.2. Řetězová dopravní trať.....	37
4.2. Výběr vhodné konstrukční varianty pomocí vícekritériálního rozhodování .....	38
5. Zpracování 3D modelu a popis konstrukčních prvků a částí konstrukce .....	40
6. Popis funkce řetězové tratě .....	58
7. Vybrané návrhové a kontrolní výpočty .....	60
7.1. Kontrola vhodnosti mazání řetězového převodu .....	60
7.2. Určení vhodného motoru.....	61
7.2.1. Výpočet tahové síly dopravního řetězu .....	61
7.2.1.1. Výpočet hmotnosti řetězů:.....	61
7.2.1.2. Výpočet součinitele provozu: .....	61
7.2.1.3. Volba součinitele rychlosti .....	62
7.2.1.4. Volba součinitele tření $f_r$ .....	62
7.2.1.5. Výpočet tažné síly v dopravním řetězu: .....	62
7.2.1.6. Výpočet potřebného výkonu motoru .....	63
7.2.1.7. Volba motoru .....	63
7.3. Kontrola hnacího řetězu.....	64
7.3.1. Varianta č.1 .....	65

7.3.2.	Varianta č.2 .....	65
7.3.3.	Varianta č.3 .....	66
7.3.4.	Zhodnocení kontroly řetězu .....	66
7.4.	Kontrola hnací hřídele.....	67
7.4.1.	Výpočet pomocí pluginu hřídel .....	67
7.4.1.1.	Varianta č. 1 .....	69
7.4.1.2.	Varianta č. 2 .....	71
7.4.1.3.	Varianta č. 3 .....	72
7.4.1.4.	Varianta č. 4 .....	73
7.4.2.	Výpočet hřídele pomocí pluginu nosník .....	74
7.4.2.1.	Výpočet hřídele jako nosníku – varianta č.1 – zatížení v maximálních hodnotách ...	74
7.4.2.2.	Výpočet hřídele jako nosníku – varianta č.2 – zatížení v jednotlivých rovinách .....	76
7.4.2.2.1.	Výpočet nosníku v rovině XY .....	77
7.4.2.2.2.	Výpočet nosníku v rovině XZ .....	79
7.4.2.2.3.	Sloučení do společných grafů a pro porovnání hodnot.....	80
7.4.2.2.4.	Sečtení průhybu nosníku pomocí Pythagorovy věty.....	81
7.4.2.2.5.	Vyhodnocení výpočtu hřídele jako nosníku s rozdělením sil do rovin. ....	81
7.4.2.3.	Vyhodnocení kontroly hřídele.....	81
7.5.	Kontrola stavěcí patky na vzpěr .....	82
7.6.	Kontrola šroubu řetězky.....	84
7.6.1.	Výsledky kontroly šroubu v programu MITCalc.....	87
8.	Pevnostní výpočet základního rámu pomocí metody konečných prvků.....	88
8.1.	Zjednodušení modelu v Autodesk Inventor 2023.....	88
8.2.	Zavedení modelu do programu ANSYS 2023 R1 – modul SpaceClaim .....	88
8.3.	Nastavení modelu v modulu Mechanical .....	89
8.4.	Výpočet MKP .....	92
8.4.1.	Verze výpočtu č.1 .....	93
8.4.2.	Verze výpočtu č.2 .....	95
8.4.3.	Verze výpočtu č.3 .....	97
8.5.	Vyhodnocení variant výpočtů MKP .....	98
9.	Závěr.....	99
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A DALŠÍCH ZDROJŮ .....	100
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	103
	SEZNAM TABULEK .....	107
	SEZNAM PŘÍLOH.....	107

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

Značka	Název	Jednotka
HACCP	Analýza nebezpečí a kontrolní kritické body	
$K_i$	Kritérium vícekritériální analýzy	[1]
$v_i$	Důležitost kritéria	[1]
$p_i$	Pořadí konstrukční varianty	[1]
$v_{k_i}$	Výsledné hodnocení vícekritériální analýzy	[1]
$v$	Maximální rychlost řetězu	$[m \cdot s^{-1}]$
$t, p$	Rozteč článků řetězu	[mm]
$M$	Způsob mazání	[1]
$T$	Tahová síla řetězu	[N]
$m_n$	Hmotnost dopravovaného materiálu	[kg]
$m_{\check{r}}$	Hmotnost řetězů	[kg]
$f_r$	Součinitel tření	[1]
$F_s$	Součinitel provozu	[1]
$F_v$	Součinitel rychlosti	[1]
$P'$	Potřebný výkon pro pohon jednoho řetězu	[W]
$P''$	Potřebný výkon pro pohon dvou řetězů	[W]
$\eta_{\check{r}}$	Účinnost řetězového převodu	[1]
$\eta_L$	Účinnost ložisek	[1]
$\eta_{p\check{r}}$	Účinnost šnekové převodovky	[1]
$P'_M$	Minimální výkon motoru	[W]
$n_i$	Výstupní otáčky elektropřevodovky	$[min^{-1}]$
$P_M$	Výkon motoru	[kW]
$P_{\check{r}}$	Výkon přenášený hnacím řetězem	[W]
$C$	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
$X$	Počet článků řetězu	[ks]
$L_{\check{r}}$	Délka řetězu	[mm]
$V$	Rychlost řetězu	$[m \cdot s^{-1}]$
$P_P$	Návrhový výkon	[kW]
$F_u$	Tahová síla řetězu	[N]
$F_c$	Odstředivá síla řetězu	[N]
$F_B$	Síla pro přetržení řetězu	[N]
$F_r$	Síla na řetěz	[N]
$S_B$	Statický koeficient bezpečnosti proti přetržení	[1]
$S_D$	Dynamický koeficient bezpečnosti proti přetržení	[1]
$P$	Tlak v kloubu řetězu	[MPa]
$S_P$	Míra bezpečnosti v kloubu řetězu	[1]
$\emptyset D_{p_i}$	Roztečný průměr řetězky	[mm]
$L_h$	Délka hřídele	[mm]
$\emptyset D_a$	Průměr hřídele	[mm]
$R_m$	Mez pevnosti v tahu	[MPa]

$R_e$	Mez kluzu v tahu	[MPa]
$y$	Průhyb	[mm]
$\varphi$	Maximální zkroucení	[°]
$\vartheta$	Naklopení v reakci	[°]
$\sigma_e$	Maximální napětí v ohybu	[MPa]
$\tau_s$	Maximální napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_t$	Maximální napětí v krutu	[MPa]
$\sigma_r$	Maximální redukované napětí	[MPa]
$S_{F_{ST}}$	Minimální statická bezpečnost	[1]
$S_{F_D}$	Minimální dynamická bezpečnost	[1]
$F_i$	Zatěžující síla nosníku	[N]
$a$	Souřadnice zatěžující síly	[N]
$R_i$	Reakce v podpoře	[N]
$M_o$	Ohybový moment	[N]
$\sigma_b$	Ohybové napětí	[MPa]
$y'$	Relativní průhyb nosníku	[%]
$\alpha$	Úhel zatěžující síly řetězky 18 zubů	[°]
$\beta$	Úhel zatěžující síly řetězky 12 zubů	[°]
$F_{i_{xy}}$	Zatěžující síla působící v rovině xy	[N]
$F_{i_{xz}}$	Zatěžující síla působící v rovině xz	[N]
$\gamma$	Úhel Gama	[°]
$L_{skut}$	Skutečná délka prutu	[mm]
$F_{ax}$	Axiální síla	[N]
$\sigma_c$	Kritické napětí	[MPa]
$F_{cr}$	Kritická síla	[N]
$S_F$	Koeficient bezpečnosti	[1]
$e$	Excentricita	[mm]
$y_{vl}$	Maximální vzdálenost vlákna	[mm]
$\mu$	Stupeň excentricity	[1]
$\sigma$	Napětí v prutu	[MPa]
$\sigma_p$	Napětí v tlaku	[MPa]
$F_{2\zeta}$	Radiální síla působící na řetězku	[N]
$F_{\zeta}$	Radiální síla působící na jeden šroub	[N]
$q_r$	Bezpečnost proti bočnímu posunutí	[1]
$n_s$	Bezpečnost na mezi kluzu	[1]
$D_A$	Vnější průměr sevřených válcových částí	[mm]
$L$	Celková délka sevřených částí	[mm]
$L_1$	Tloušťka podložky	[mm]
$L_2$	Tloušťka laserem opracované desky	[mm]
$L_1$	Délka úseku	[mm]
$d_1$	Průměr úseku	[mm]
$c_b$	Tuhost spojovacího šroubu	[N · mm <sup>-1</sup> ]

$c_m$	Tuhost sevřených částí	$[N \cdot mm^{-1}]$
$F_{cmin}$	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	$[N]$
$F_{omin}$	Potřebné montážní předpětí spoje	$[N]$
$\Delta F_{oL}$	Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	$[N]$
$F'_o$	Provozní předpětí spoje	$[N]$
$F_{ormax}$	Maximální provozní předpětí spoje	$[N]$
$\sigma_{max}$	Tahové napětí v jádře šroubu od provozní osově síly	$[MPa]$
$\tau$	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	$[MPa]$
$\sigma_{red}$	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	$[MPa]$
$k_S$	Statická bezpečnost k mezi kluzu	$[1]$
$p_{max}$	Tlak v dosedací ploše hlavy šroubu	$[MPa]$
$\alpha_A$	Montážní faktor	$[1]$
$F_{omin}$	Minimální montážní předpětí	$[N]$
$F_{omax}$	Maximální montážní předpětí	$[N]$
$M_{min}$	Minimální možný utahovací moment	$[Nm]$
$M_{max}$	Maximálně možný utahovací moment	$[Nm]$
$\sigma_{max}$	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	$[MPa]$
$\tau_{max}$	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	$[MPa]$
$\sigma_{red}$	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	$[MPa]$
$R_e(R_{p0,2})$	Mez kluzu materiálu šroubu	$[MPa]$
$y_i$	Maximální deformace výpočtem	$[mm]$
$\sigma_i$	Ekvivalentní napětí (Von Mises)	$[MPa]$

## 1. Úvod

Při výrobě jakéhokoli produktu jsou výrobci v dnešní době svazováni velkým množstvím bezpečnostních a hygienických norem a pravidel. Pracovníci musí nosit ochranné pracovní pomůcky, v případě potravinářské výroby i ochranné obleky, sítky na vlasy a další, aby dodrželi přísné hygienické normy. Tyto normy musí být taktéž dodržovány v případě navážení materiálu k výrobě. Je nutno zajistit dostatečné oddělení vnitřních čistých prostor od venkovních k zachování HACCP principů (Analýza nebezpečí a kontrolní kritické body). Tento systém je určen pro všechny potravinářské výrobce a taktéž pro výrobce, jenž vstupují do potravinového řetězce, jako jsou zemědělské podniky, výrobci obalů a další. [1]

Dalším aspektem, který sužuje výrobce, je nedostatek pracovníků ve výrobě. Tento problém je možno nejlépe řešit automatizací a robotizací některých pracovišť. Tímto je možno zredukovat počet pracovníků ve výrobě, její zefektivnění, a tím pádem i snížení nákladů. Automatizace výroby s sebou ale nese další bezpečnostní rizika a zaměstnanci musí být dále proškoleni v oblastech bezpečnosti práce, manipulace a pohybu okolo robotizovaných a automatizovaných pracovišť a v dalších oblastech.

Řešení této diplomové práce by se mělo podílet na vyřešení obou těchto nepříjemností sužujících zákazníka, jelikož zajistí možnost obsluhy teoreticky i jedním pracovníkem a zároveň i možnost oddělení prostor venkovních a vnitřních, a tím pádem i dodržení HACCP principů předepsaných u zákazníka.

### 1.1. Stanovení cílů diplomové práce

S ohledem na požadavky zákazníka navrhnout dopravní trať pro přepravu balení plechů umístěných na dřevěných paletách s maximální nosností do 4 tun. Navrhnout řešení dopravní trati pro umístění zásoby alespoň devíti palet operační mezizásoby. Zajistit nakládací prostor na dopravní trati s možností oddělení nakládacího prostoru od zásoby, stavební oddělení nakládacího prostoru zajistí zákazník, zároveň zajistit zabezpečení trati během pohybu proti vniknutí osob, zároveň umožnit možnost úklidu pod tratí.

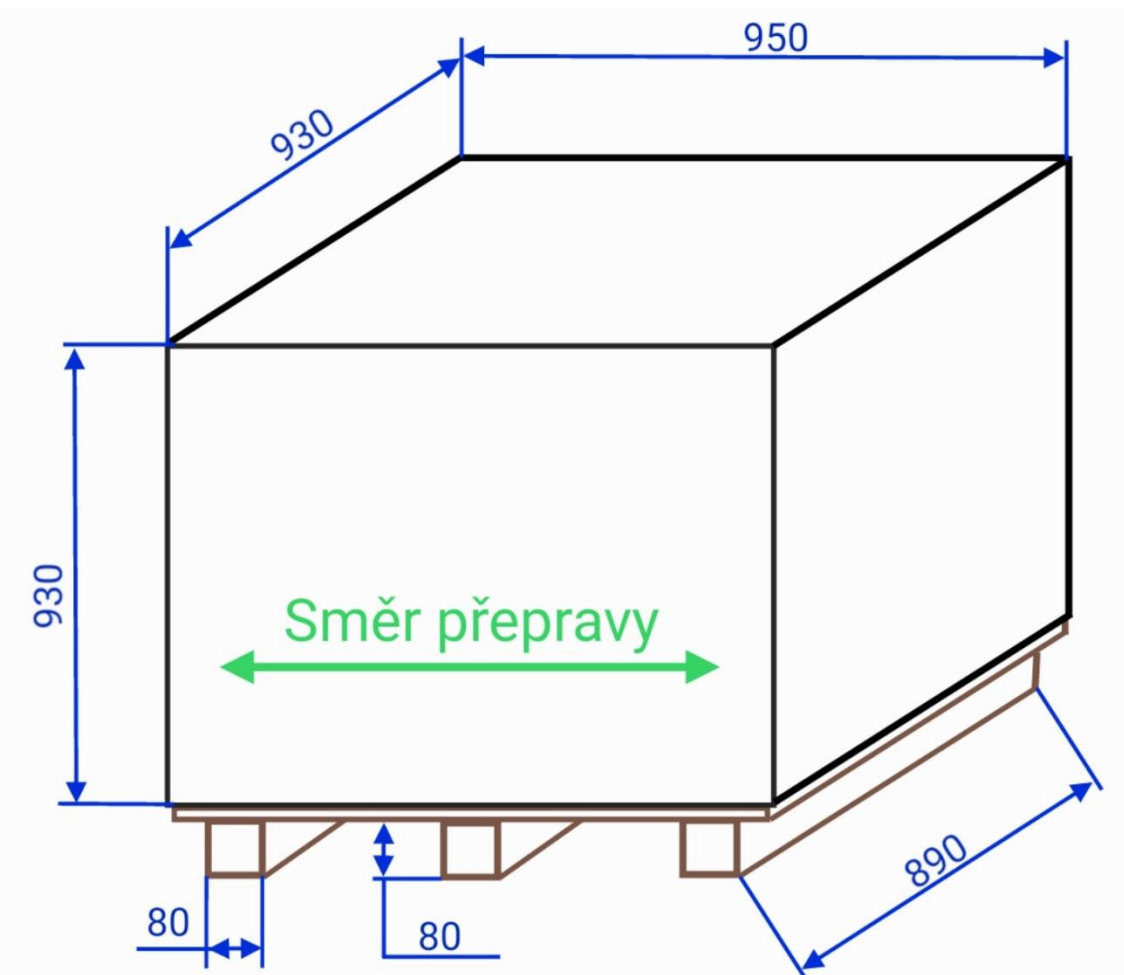
Nakládku ve venkovních prostorách zajistí vysokozdvíhový vozík určený pro venkovní „špinavé“ prostory, vykládku z dopravní tratě zajistí vysokozdvíhový vozík určený pro vnitřní „čisté“ prostory.

- Provedte stručnou rešerši dopravních tratí používaných ve strojírenství.
- Navrhněte možné konstrukční varianty a vyberte nejvýhodnější variantu pomocí vhodné rozhodovací metody.
- Vypracujte 3D model zvoleného konstrukčního návrhu a vybranou 2D výkresovou dokumentaci.
- Návrh opřete o vybrané návrhové a kontrolní výpočty.
- Vypracujte závěrečná zhodnocení.

Nakládka z venkovních prostor



Obr. 1 Skica prostorového rozložení navrhované dopravní tratě [Autor]



Obr. 2 Skica s maximálními rozměry přepravovaného materiálu a rozměry palety [Autor]



## 2. Rešerše dopravních tratí používaných ve strojírenství

Ve strojírenství se dopravní tratě používají k dopravě různorodých materiálů a výrobků. Dopravní tratě se dle ČSN 260001 řadí mezi dopravní zařízení, která jsou určena k vodorovnému, úklonnému a svislému přemísťování nákladu, jež je na zařízení přiveden jiným mechanismem nebo ručně. Při přemísťování se obvykle nemění jeho fyzikální vlastnosti nebo struktura. Na dopravním zařízení se pohybuje pouze jeho menší část, kterou nazýváme unášecí prostředek a náklad na něm. Rám, který je podstatnou částí dopravního zařízení, je v klidu a nepohybuje se. Z pohonu dopravního zařízení, jímž jsou nejčastěji elektropřevodovky, přenáší energii tažený prostředek, přičemž tento může být u většiny dopravníků taktéž prostředkem unášecím. Dopravní zařízení můžeme dělit podle mnoha způsobů, přičemž rozdělení není vždy jednoznačné, a to například dle unášecího prostředku, dle konstrukčního uspořádání a podobně. [2], [3]

Dopravní zařízení pracují buďto plynule, přičemž dodávají materiál plynulým tokem (sytké materiály), nebo v pravidelných dávkách (sytké i kusové hmoty) [2], nebo občasně, přičemž se pohybují pouze pokud je na nich naložen materiál, který je třeba převézt.



Obr. 3 Válečková dráha s rozdělovacími magnety plechů [Autor]

## 2.1. Rozdělení dopravních zařízení

- Dopravníky
  - S tažným prvkem
    - Pásové dopravníky
      - Vakuové
      - Magnetické
    - Modulární dopravníky
    - Lanové dopravníky
    - Řemenové dopravníky
    - Destičkové dopravníky
    - Lano-pásové dopravníky
    - Řetězové dopravníky
    - Korečkové elevátory
    - Podvěsné dopravníky
  - Bez tažného prvku
    - Šnekové dopravníky
    - Vibrační dopravníky
    - JET dopravníky
- Dopravní tratě
  - Poháněné
    - Řetězové
    - Válečkové
    - Modulární
    - Pásové
    - Řemenové
  - Nepoháněné
- Doprava vlastní tíhou
  - Skluzy přímé
  - Skluzy šroubovicové
- Doprava v potrubí
  - Hydraulická
  - Pneumatická [3]

Obsáhlá rešerše dopravníků používaných v dopravě obalů byla detailně zpracována a je k dispozici v bakalářské práci. [3]

## 2.2. Dopravní tratě poháněné

Poháněné dopravní tratě jsou poháněny převážně pomocí elektropřevodovek. Ve výjimečných případech mohou být poháněny ručně pomocí ovládacích kol. Můžeme je dělit na válečkové, řetězové, modulární, pásové a řemenové. Dopravní tratě by se mohly řadit i přímo mezi dopravníky, názvosloví dopravní trať se užívá z toho důvodu, že může být řazeno více segmentů za sebe, čímž vzniká trať.

### 2.2.1. Válečkové dopravní tratě

Válečkové dopravní tratě se skládají ze základního rámu, válečků otočných kolem os uložených v rámu, kolmých na směr dopravy, a pohonu. Válečkové trati mohou být přímé, či obloukové. [2] Rámy mohou být pro dopravu lehkých výrobků vyrobeny z hliníkových profilů sešroubovaných k sobě. Pro těžší výrobky je rám svařovaný buďto z laserem opracovaných plechů nebo z I, U či L normalizovaných profilů. Pro určité účely mohou být konstruovány taktéž jako teleskopické dopravníky.



*Obr. 4 Válečkový dopravník z hliníkových profilů [4]*



*Obr. 5 Válečková dráha svařovaná z laserem opracovaných plechů a U normalizovaných profilů  
[Autor]*

Válečky jsou základním prvkem válečkové trati. Nejpoužívanější konstrukcí válečku je váleček s pevnou průchozí osou, na níž jsou usazena valivá ložiska, na kterých je uloženo tělo válečku, které se otáčí a po němž se odvalují výrobky. Tělo válečku je zhotoveno z normalizované bezešvé trubky. V některých případech je osa válečku pevně spojena s pláštěm a otáčí se společně s ním. Tento princip se využívá například pro pohonnou jednotku na jedné straně dopravníku a řetězové převody pro pohon ostatních válečků ve skupině na straně druhé.

Pro přímou dopravu jsou válečky válcové, pro obloukovou dopravu jsou válce nahrazeny kónickými tělesy, jejichž povrchové přímky jsou umístěny v rovině trati a osy jsou kolmé na dráhu pohybu dopravovaných výrobků. [2] Válečky jsou většinou poháněny pomocí řemenu či řetězu s využitím jednoho motoru pro skupinu válečků, nebo mohou u některých výrobců být vybaveny vestavěným asynchronním motorem v každém válečku.



*Obr. 6 Kónické válečky pro umístění do oblouků [5]*



*Obr. 7 Válečky pro dopravu těžkých předmětů např. palet s plechy [6]*



*Obr. 8 Válečky s třecím elementem pro tvorbu mezioperační zásoby [7]*



*Obr. 9 Váleček s poháněnou hřídelí [8]*

Pohonné jednotky mohou být buďto umístěny přímo v každém válečku viz Obr. 9, nebo je pohon řešen samostatnou pohonnou jednotkou a pohonem skupin válečků. Pohonná jednotka obvykle bývá hnána pomocí elektropřevodovky, výjimečně je využíváno ručního pohonu pomocí otočného kola. Tažná síla je poté přenášena pomocí tažného elementu na válečky, přičemž tažným elementem jsou obvykle ozubené či kruhové řemeny



pro dopravu lehčích výrobků a válečkové řetězy pro dopravu těžších výrobků. V ojedinělých případech je možno použít průběžnou hřídel a kuželové ozubení či pohon třecími koly, ale tyto varianty se nevyužívají z důvodu konstrukční náročnosti. Taktéž je možnost použití třecích spojek s nastavitelným momentem – Mayr nebo KTR (např. řada Ruflex), které zamezují přetížení, umožňují dorovnání o doraz apod.

Při pohonu válečků řemenem nebo řetězem lze využít buďto průběžný řetěz/řemen, nebo lze spojit vždy sousední dva válečky krátkým řetězem/řemenem a tímto způsobem válečkovou trať pohánět.



*Obr. 10 Pohonná jednotka válečkové tratě s elektropřevodovkou SEW Eurodrive [Autor]*



Obr. 11 Pohon systémem propojených sousedních válečků [Autor]



Obr. 12 Pohon válečků průběžným řetězem [9]





*Obr. 13 Teleskopická válečková dráha do zatáčky, v pozadí nepoháněná teleskopická válečková dráha [10]*

### 2.2.2. Řetězové dopravní tratě

U řetězových dopravních tratí je tažným elementem článkový řetěz. Řetěz může být klasický válečkový, destičkový, rolnový či jiný speciální akumulární řetěz. [11] Rám trati může být konstruován z hliníkových profilů s dutinou pro nižší zatížení, nebo ze svařovaných čtvercových či obdélníkových profilů tzv. „jeklů“. Řetěz je veden v plastovém kluzném vedení pro snížení tření a opotřebení. K pohonu je opět využíváno převážně elektropřevodovek. Řetěz se dle zatížení volí od jednořadého až po třířadý a dle šíře a hmotnosti výrobku lze použít od jednoho až po několik řetězů na každé straně trati. Na řetězové trati s destičkovým, rolnovým či jiným akumulárním řetězem a relativně nízkým zatížením lze vytvářet mezioperační zásobu bez zastavení trati. S destičkovým řetězem je možné tvořit zatáčky. U tratí s válečkovými řetězy, jež se používají hlavně pro dopravu těžkých předmětů, například palet s balíky plechů, se pro vytvoření zásoby výrobků musí vypínat jednotlivé segmenty tratě, jinak dojde k poškození v lepším případě palety, v horším případě výrobku.





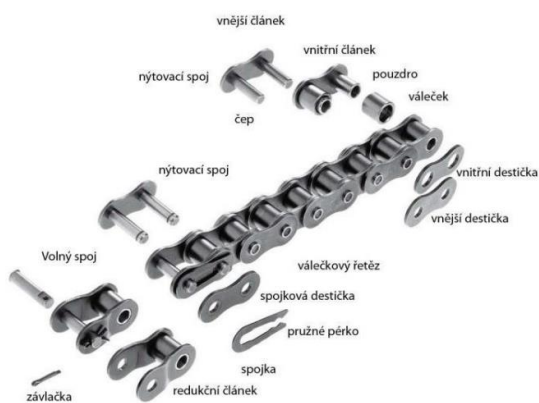
*Obr. 14 Rolnový řetěz v hliníkovém profilu vedený v kluzných plastech [12]*



*Obr. 15 Řetězová trať s válečkovým řetězem se svařovanou konstrukcí z jechlů a točnou [Autor]*



Obr. 16 Destičková trať ze šroubovaných hliníkových profilů [13]

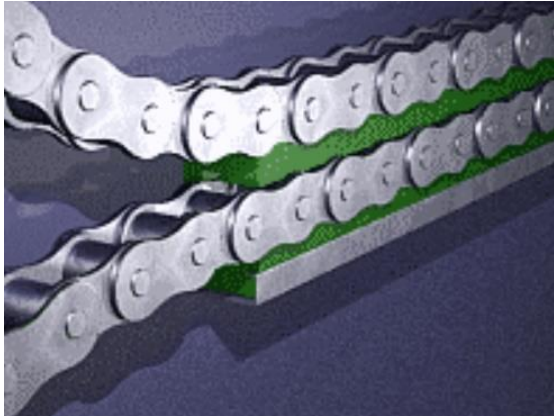


Obr. 17 Válečkový řetěz [14]

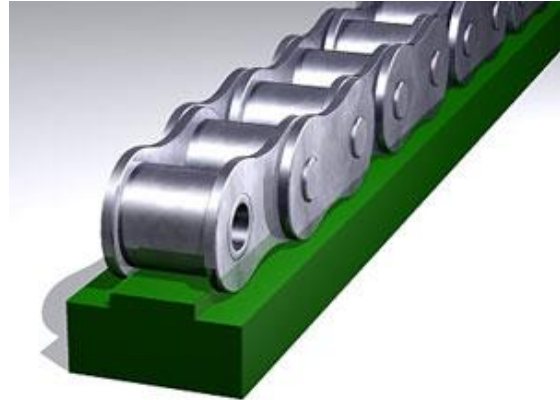


Obr. 18 Provedení válečkových řetězů [14]

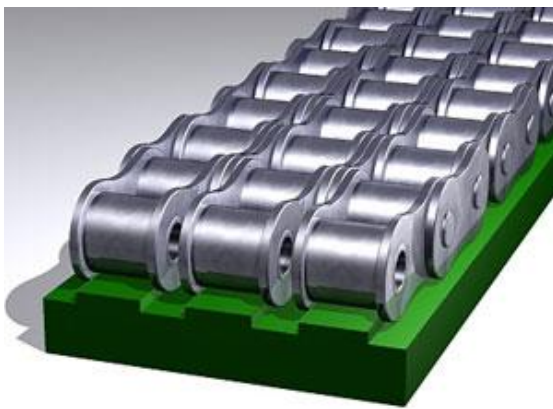
Kluzná vedení řetězů se standardně vyrábějí pro řetězy od velikostí 06B do velikostí 16B. Vedení snižují namáhání a hlučnost řetězu a snižují rovněž nároky na mazání. Díky snižování třecích sil se taktéž snižuje tahová složka napětí, jež působí na řetěz, a tím pádem se zmenšuje jeho protahování. Vedení se standardně dodávají v délkách 3 [m] a používají se buďto samostatně, nebo s ocelovými C-kanály. [15]



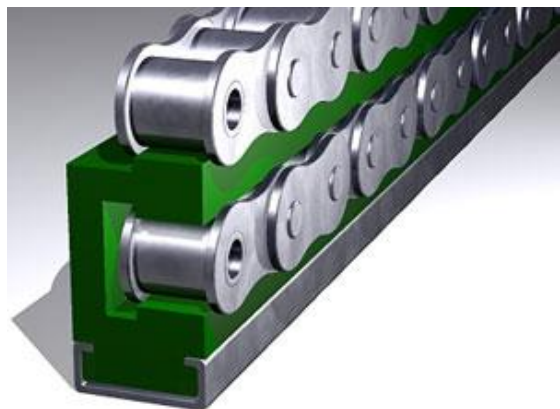
Obr. 19 Kluzná vedení válečkových řetězů [15]



Obr. 20 Kluzné vedení jednořadého řetězu, typ T1 [15]



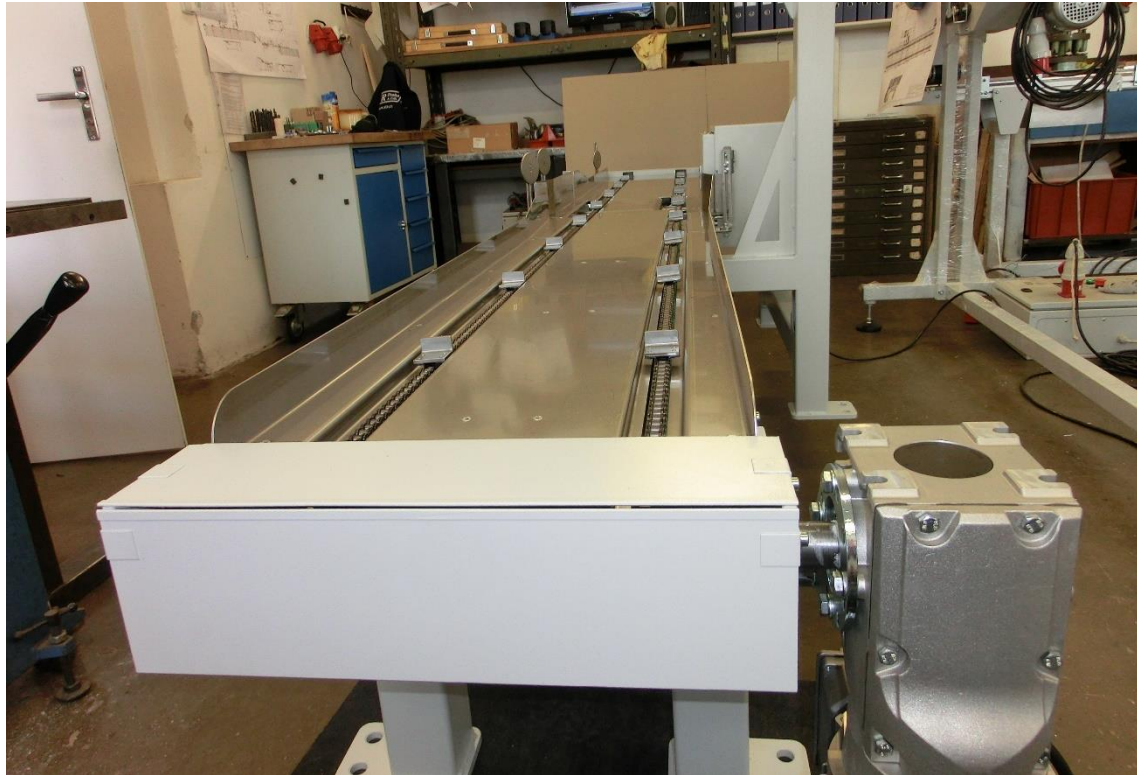
Obr. 21 Kluzné vedení třířadého řetězu – typ T3 [15]



Obr. 22 Kluzné vedení řetězů – typ CKA [15]

Při volbě materiálu kluzného vedení musíme uvažovat podmínky, ve kterých bude řetěz provozován, jako je chemické prostředí, teplota, UV záření. Taktéž musíme uvažovat způsob namáhání kluzného vedení, jako způsob pohybu řetězu vůči kluznému vedení (valivý, smykový, dopad), rychlost řetězu, zatížení řetězu. Při konstrukci dopravní trati musíme taktéž respektovat tuhost materiálu vedení, jeho pevnost, tvrdost povrchu, lomovou houževnatost, mechanický ztrátový součinitel, povrchové nerovnosti kluzného vedení, jeho statickou únosnost a teplotní roztažnost. [16] Při konstrukci musíme obzvlášť myslet na teplotní roztažnost, jelikož při pohybu řetězu a jeho tření o kluzné vedení se toto ohřívá a roztahuje. Připevnění kluzného vedení musí být proto provedeno s dostatečnou vůlí. Zároveň jsou tyto kluzné materiály často náchylné k nasávání vlhkosti, a s tím souvisejícím změnám objemu a fyzikálních vlastností.





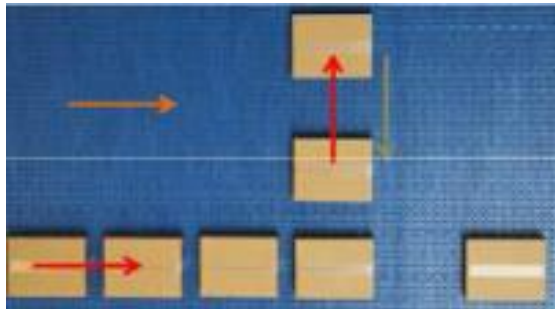
Obr. 23 Řetězová trať pro dopravu kartonů se strásadlem a korečkovým řetězem [Autor]

### 2.2.3. Modulární tratě

Modulární tratě se používají k dopravě lehkých výrobků. Je na nich možno vytvořit zásobu výrobků, popřípadě pomocí modulárních pásů běžících různými směry je možno vytvořit oběžnou trať, třídící systém či křižovatku.

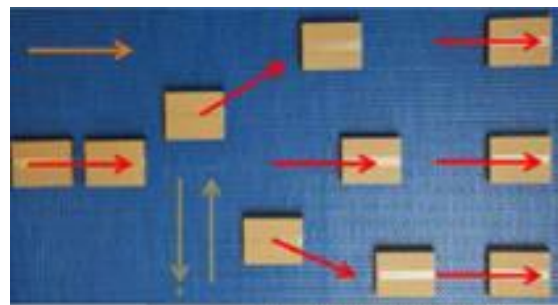


Obr. 24 Modulární trať s kuličkovým modulárním pásem [10]



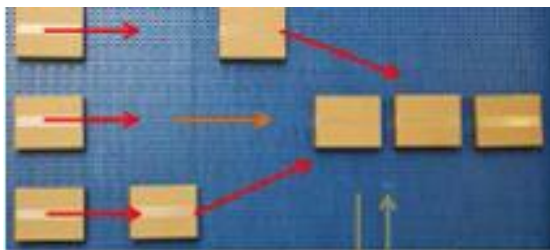
Obr. 25. Boční třídění produktů [10]

Boční přesun balíků vpravo nebo vlevo. Využití pro dopravníkové křižovatky. [10]



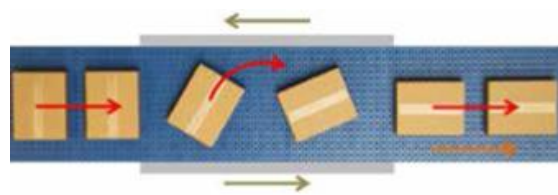
Obr. 26. Liniové třídění produktů [10]

Systém umožní liniové třídění balíků z jedné linie na dvě nebo tři, jež jsou následně posílány na další zpracování. [10]



Obr. 27. Liniové slučování produktů [10]

Liniové slučování balíků ze dvou nebo tří linií do jedné. Slučování probíhá za jízdy dopravníku, bez zastavení balíku. [10]



Obr. 28. Otáčení produktů [10]

Možnost otáčení balíku o 90 nebo 180 stupňů, aniž by se balíky musely zastavovat. [10]

Využívá se zde modulárních pásů, které mohou mít různou rozteč, mají různé hodnoty prodyšnosti, takže mohou zajišťovat taktéž například sušení výrobků či propadávání nečistot. Jejich výhodou je jejich konstrukce z různých druhů kluzných plastů, jež zajišťuje možnost prokluzu pásu pod výrobkem, a tím vytvoření zásoby či posuv v příčném směru. Modulární pás je možno vybavit taktéž kuličkami pro snížení tření a zabezpečení proti poškození výrobků.



Obr. 29. Modulární pás s kuličkami [17]



Obr. 30. Modulární pás s možností chodu do rádiusu [18]





Obr. 31 Pochozí modulární pás pro dopravu balíků [19]



Obr. 32 Prodyšný modulární pás určený k vaření zeleniny [20]

K pohonu se používají elektropřevodovky spolu se speciálním hnacím bubnem, který je uzpůsoben pro každý profil modulárního pásu. Pás se nenapíná pomocí napínáků, ale napíná se pomocí prověšení vlastní vahou ve spodní vratné části.



Obr. 33 Modulární dopravník – zatáčka [21]

#### 2.2.4. Pásové tratě

Pásové tratě se obvykle používají jako doplněk k ostatním dopravním tratím pro stoupání, jelikož válečkové tratě a modulární tratě se vzhledem k nízkému tření mezi výrobkem a dopravní tratí nehodí k překonávání výškových rozdílů.

Rám bývá sešroubovaný z hliníkových profilů, v případech méně vyspělé konstrukce svařovaný z laserem opracovaných plechů, či normalizovaných profilů z konstrukční oceli nebo nerezových. Pohonná jednotka může být buďto na jednom z konců dopravníku, nebo může být umístěna na vratné části pásu. Skládá se z hnacích a hnaných bubnů nebo kladek společně s napínacími kladkami či bubny.

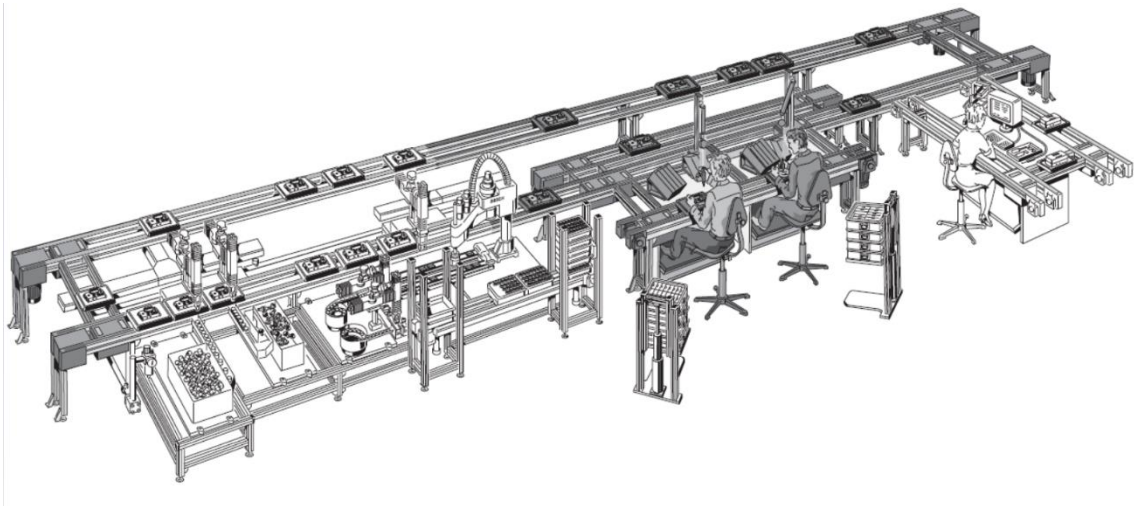
Napínání může být řešeno na hnaném nebo hnacím bubnu/kladce, nebo pomocí speciálního napínacího bubnu/kladky. Pás bývá jeden většinou gumotextilní.



*Obr. 34 Pásová dopravní trať na kusový materiál [22]*

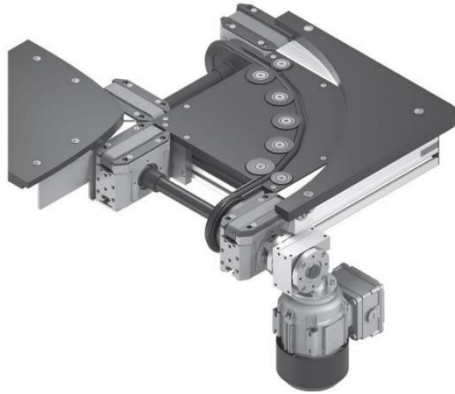
### 2.2.5. Řemenové tratě

Řemenové tratě se obvykle skládají ze šroubovaného rámu z hliníkových profilů a obvykle ozubeného řemenu. Obvykle se používají při pásové sériové výrobě k dopravě speciálních palet mezi jednotlivými pracovišti, která mohou být obsluhována pracovníky či mohou být robotizována. Palety jsou vyrobeny buďto celé z kluzných plastů, nebo mohou být vyrobeny z jiných materiálů a vybaveny kluznými plasty.



*Obr. 35 Řemenová trať s více lidskými i robotizovanými pracovišti [11]*

Do řemenové trati lze přidat mnoho prvků, jako jsou zatáčky, příčné přejezdy, poziční jednotky, rotační jednotky, stopery, tlumiče, čidla, čtečky RFID, indexovací stanice pro přesné pozicování a jiné prvky. Každou paletu je možné pomocí RFID čipu sledovat, pozicovat, směřovat na určené pracoviště atd.



Obr. 36 Poháněná zatáčka [23]



Obr. 37 Přesuvná stanice neboli příčný přejezd [24]



Obr. 38 Zvedací/rotační jednotka [24]



Obr. 39 Zvedací jednotka (výtah) [24]

Řemenovou trať je možno provozovat v jedné rovině, nebo ve více patrech. Změny úrovně výšky nejčastěji dosáhneme pomocí zdvihacích jednotek neboli výtahů.

### 2.3. Dopravní tratě nepoháněné

Nepoháněné neboli gravitační dopravní tratě jsou řešeny převážně principem válečkových tratí. Ve speciálních případech lze místo válečků využít ložiskových nebo kladičkových lišt. Využívá se zde gravitačního zrychlení a naklonění dopravní tratě dolů ve směru dopravy, nebo ručního posuvu výrobků po trati. Používají se převážně v logistických centrech. Pro určité účely, například vykládání nákladních aut, mohou taktéž být konstruovány jako teleskopické. Rám bývá z hliníkových profilů, svařovaný nebo teleskopický například nůžkovou konstrukcí. Válečky jsou stejné konstrukce jako u poháněných drah, ovšem bez řetězek či řemenic na krajích.





*Obr. 40 Nepoháněná válečková dráha [25]*



*Obr. 41 Gravitační válečková dráha [4]*



*Obr. 42 Váleček pro nepoháněnou válečkovou dráhu [26]*



*Obr. 43 Gravitační dopravník s ložiskovou lištou [25]*

### 3. Technický profil firmy

Společnost STR Praha s.r.o., se sídlem v Praze, se specializuje na výrobu jednoúčelových strojů a zařízení především v oblasti obalového průmyslu. Firma zaměstnává v současné době 20 zaměstnanců, z toho 6 konstruktérů, 4 administrativní pracovníky, 2 kovoobráběče a 8 zámečníků. Tato kapitola byla vypracována ve spolupráci s kolegou Bc. Antonínem Kanavalem, který taktéž pracuje na diplomové práci ve spolupráci se společností STR Praha s.r.o. Vedoucími práce byla tato spolupráce schválena.

#### 3.1. Výrobní program

Firma STR Praha s.r.o. nabízí dopravní systémy, jenž můžeme dělit dle více kritérií.

- Dopravníky dle dopravního prvku:
  - pásové,
  - řetězové,
  - válečkové,
  - modulární,
  - řemenové,
  - lanové,
  - magnetické pásové,
  - vakuové pásové,
  - JET vzduchové dopravníky.
- Magnetické systémy:
  - odstohovače vík (včetně předřazených odlehčovacích brzd),
  - horizontální stohovače vík,
  - magnetické zásobníky a vertikální stohovače vík, tzv. „magazíny“ (včetně odlehčovacích brzd),
  - obraceče vík, tzv. „vajíčka“,
  - obraceče plechovek, tzv. „twistery“,
  - magnetické elevátory různých tvarových kombinací „C“, „G“, „L“,
  - rozdělování dopravovaných vík do více proudů.
- Vzduchové systémy
  - Pásové dopravníky a elevátory – vakuové pro vodorovnou, svislou či šikmou dopravu nemagnetických, lehkých vík a plechovek,
  - vzduchové „JET“ dopravníky vodorovné, svislé i šikmé pro dopravu magnetických i nemagnetických výrobků, popř. pro vytvoření operační zásoby výrobků bez jejich poškození.

[27]



Obr. 44 Magnetický pásový dopravník [Autor]



Obr. 45 Řetězový dopravník pro pláště aerosolových plechovek [Autor]



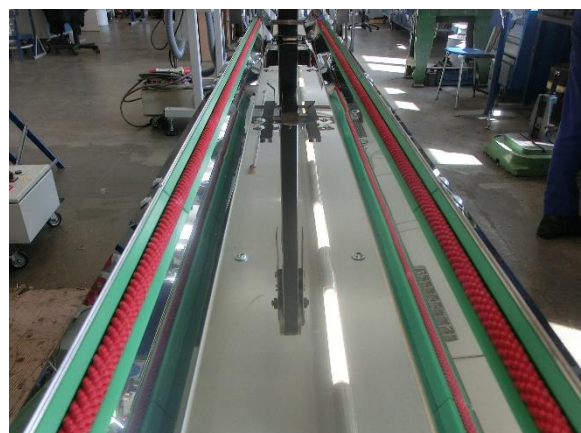
Obr. 46 Válečková dráha s příčným posuvem [Autor]



Obr. 47 Zásobní stůl s modulárním pásem, JET zatáčkou a navazující vakuovou dopravou [Autor]



Obr. 48 Řemenový dopravník [Autor]



Obr. 49 Lanový dopravník [Autor]





Obr. 50 Magnetický odstohovač vík [Autor]



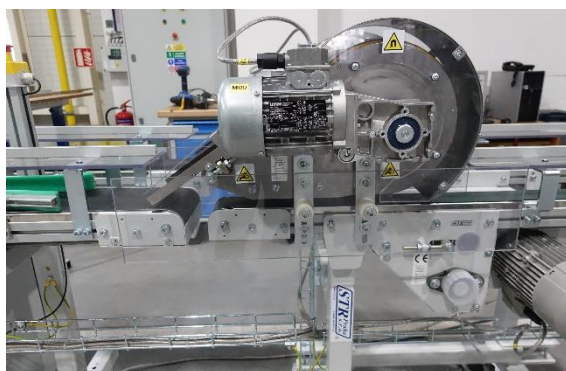
Obr. 51 Magnetická stohovací kladka [Autor]



Obr. 52 Obr. 53 Magnetický stohovač vík „magazín“ [Autor]



Obr. 54 Magnetický obraceč plechovek „twister“ [Autor]



Obr. 55 Obraceč vík „vajčko“ [Autor]



Obr. 56 G magnetický elevátor [Autor]





Obr. 57 Rozdělování dopravovaných vík do více proudů [Autor]



Obr. 58 Rozdělování vík do více proudů [Autor]



Obr. 59 Vakuový pásový dopravník [Autor]



Obr. 60 Vakuový dopravník s obracením vík v zatáčce a navazujícím vakuovým elevátorem [Autor]

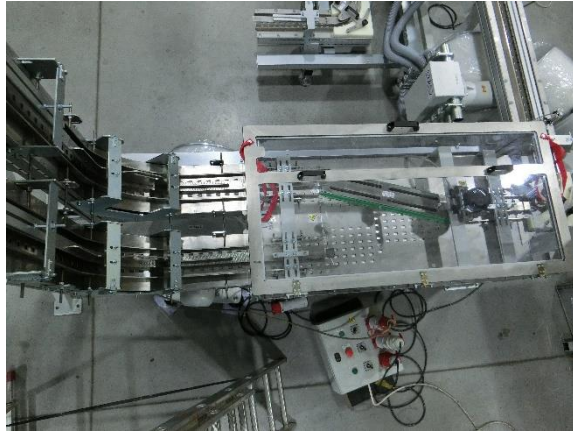


Obr. 61 Jet operační mezizásobník ocelových vík [Autor]



Obr. 62 Jet doprava plastových vík [Autor]





*Obr. 63 Jet pneumatická výhybka [Autor]*



*Obr. 64 JET dopravní linka pro papírové kroužky včetně výhybky, dvou svislých elevátorů a dvou svislých deelevátorů [Autor]*

Společnost STR Praha s.r.o. nabízí konstrukčně rozdílné varianty dopravníků pro výkony od cca 20 ks/min, až po vysokovýkonné linky s výkony 3 600 ks/min při dopravě víček ve více proudech. V případně paletové dopravy jsou tyto počty daleko menší.

### **3.2. Pracoviště ve firmě**

#### **3.2.1. Dílna hrubé montáže a hutní sklad**

Zde probíhá dělení normalizovaných profilů, sváření prvků konstrukcí apod.



*Obr. 65 Dílna hrubé montáže s TIG svařovacím pracovištěm [Autor]*



*Obr. 66 Dílna hrubé montáže – Pracoviště MAG [Autor]*



*Obr. 67 Dílna hrubé montáže – Pracoviště MAG a bodová svářečka [Autor]*



*Obr. 68 Pásová pila ve skladu hutního materiálu FMB MAJOR [Autor]*



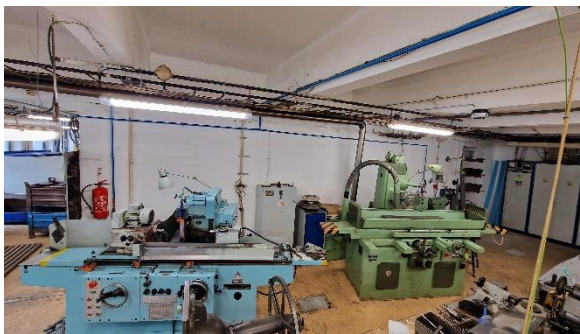
### 3.2.2. Prototypová dílna



Obr. 69 Prototypová dílna [Autor]



Obr. 70 Prototypová dílna [Autor]



Obr. 71 Prototypová dílna – brousící pracoviště  
[Autor]



Obr. 72 Prototypová dílna – pracoviště  
soustruhů [Autor]



Obr. 73 Bruska na nástroje TOS HOSTIVAŘ BN  
102 [Autor]



Obr. 74 Soustruh TOS GALANTA SUI 32A/1000  
[Autor]



Obr. 75 Frézka PRVOMAJSKA ALG – 200 [Autor]



Obr. 76 Vertikální obrážečka MAS Kovosvit  
HOV25 [Autor]





Obr. 77 Frézka s elektronickým odečítáním TOS  
Čelákovice FNGJ 32 [Autor]



Obr. 78 Frézka TOS Kuřim FNK 25 A [Autor]



Obr. 79 Lis NAREX CTC 5 [Autor]



Obr. 80 Sloupová vrtačka PRŮMYSLOVÝ  
KOMBINÁT DAČICE VS32A [Autor]



Obr. 81 NC Soustruh PINACHO SMARTTURN  
5/200 [Autor]



Obr. 82 Soustruh s elektronickým odečítáním  
TRENŠ SN32/1000 [Autor]



Obr. 83 Soustruh s elektronickým odečítáním  
STAP SV 18 RD [Autor]



Obr. 84 Bruska na kulato TOS Hostivař BU28-  
1000 [Autor]





Obr. 85 Bruska na plocho s magnetickým stolem  
TOS Hostivař BPH 300 [Autor]



Obr. 86 Padací nůžky DiGÉP OL3x1250 [Autor]



Obr. 87 Kalicí pece [Autor]



Obr. 88 Šroubový kompresor ATLAS COPCO  
GX3FF [Autor]

### 3.2.3. Dílna precizní montáže



Obr. 89 Dílna precizní montáže [Autor]



Obr. 90 Dílna precizní montáže [Autor]



Obr. 91 Sloupové vrtačky zleva: JIHOKOV HUSTOPEČE V 10, TOS SVITAVY V 20 A, TOS VS 20 [Autor]



Obr. 92 Sloupová vrtačka PRŮMYSLOVÝ KOMBINÁT DAČICE VS 32 A a Obr. 93 šroubový lis STROJÁREŇ PIESOK LRD16/360 [Autor]



Obr. 94 Pásová pila HOLZMANN MASCHINEN HBS 470PROFI [Autor]



Obr. 95 Soustruh s vyjímatelným ložem pro velké průměry TOS Trenčín SN 32 [Autor]



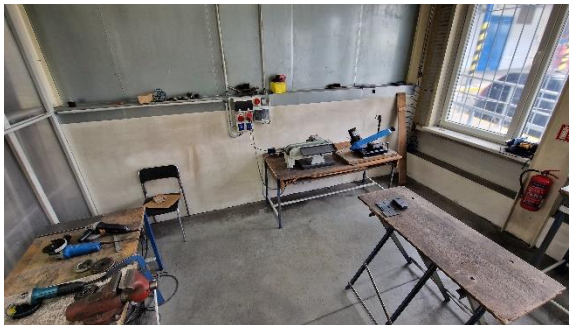
### 3.2.4. Hala expedice



*Obr. 96 Hala expedice [Autor]*



*Obr. 97 Hala expedice [Autor]*

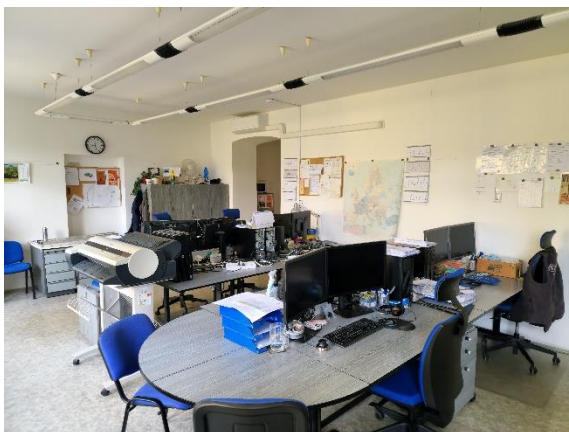


*Obr. 98 Brusírna [Autor]*

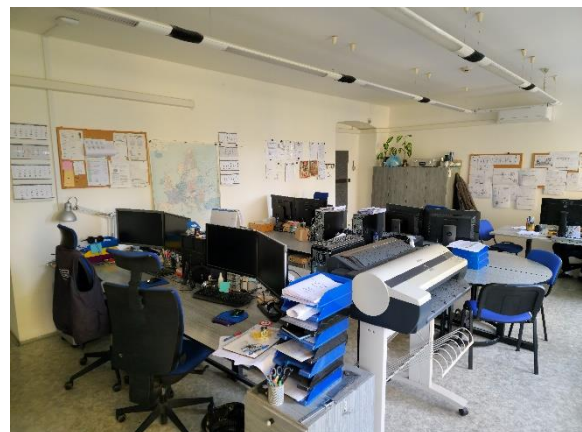


*Obr. 99 Vysokozdvihný vozík DESTA DV 25 AP [Autor]*

### 3.2.5. Konstrukce a 3D tisková farma



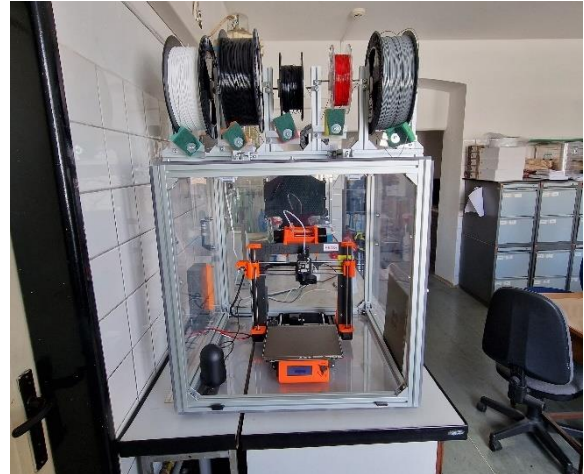
*Obr. 100 Konstrukce [Autor]*



*Obr. 101 Konstrukce [Autor]*



*Obr. 102 Prusa MK3S [Autor]*



*Obr. 103 Prusa MK3S+ MMU2S [Autor]*

### **3.2.6. Solární elektrárna**

Nově se společnost STR Praha snaží zvýšit energetickou soběstačnost a na střechách má nainstalovány solární panely, jenž pravděpodobně vykryjí spotřebu firmy. Zprovoznění solární elektrárny je plánováno na konec srpna 2023.



*Obr. 104 Střecha expediční haly a dílny přesné montáže [Autor]*





*Obr. 105 Bateriové úložiště [Autor]*



*Obr. 106 Měniče solární elektrárny [Autor]*

### 3.3. Spolupráce firmy v kooperaci

Ve společnosti STR Praha je používán konstrukční software od firmy Autodesk. Elektronické řídicí systémy jsou navrhovány na míru v rámci kooperace s firmou Newte, která elektronický řídicí systém navrhne, vyrobí a ve firmě zprovozní.

Součásti pohonů: elektropřevodovky se používají od firem Lenze a SEW Eurodrive dle požadavků zákazníka, řetězy se používají převážně ČZ Řetězy, válečky pro válečkové tratě se používají od firem Interroll a Rollven. Řetězky a řemenice jsou nakupovány u společností Tyma, Contra. Řemeny se nakupují u firmy Ampo, ložiska se zde nakupují taktéž a převážně používají JIB (Korea), případně SKF, ZKL, INA. Spojovací materiál se používá od firem Hasa, Fabory. Standardní ocelové profily se nakupují u firem Pro-Doma, popřípadě Ferona. Hliníkové profily, jejich příslušenství a stavěcí patky se nakupují u firmy Alutec KK, přičemž hliníkové profily se nakupují s přesnou délkou, popřípadě i přesným zkosením. Významnou součástí konstrukce dopravníků jsou také laserem opracované ocelové desky, které jsou vyráběny v kooperaci s firmou Plechexpres, občasně Čekov. Řezání vodním paprskem probíhá ve firmě Zukov. Pokročilé kovoobrábění včetně obrábění na víceosých CNC obráběcích centrech probíhá ve firmě Kovo Ledeč. Práškové lakování probíhá ve firmě G-Color, galvanické pozinkování ve firmě Galvanoservis, popřípadě Kovofiniš. V případě potřeby je využívána vakuová kalírna Meduna. Používají se kluzná vedení a pouzdra od společnosti Hennlich. Vedení na dopravnících se používají od firmy System Plast, kluzné plasty se používají od firmy Beltplast. Pásky se používají od společností Reko (Chiorino), Ammeraal Beltech a Habasit. Modulární pásky se používají výhradně od společnosti Ammeraal Beltech.

### **3.4. Průběh zpracování zakázky:**

Ve firmě STR Praha je každá zakázka zpracovávána jakožto samostatný projekt s příkladnou péčí o každou jeho jednotlivou část. Po přijetí poptávky je na míru vytvořena nabídka, jež je do detailu zkontrolována se zákazníkem, přičemž obchodní zástupce – technik si v případě nejasností, například rozměrů, dojde odměřit rozměry na místo instalace. Po přijetí zakázky jde zakázka do konstrukce, kde ji převezme šéfkonstruktor. Ten připraví podklady pro tvorbu CAD modelů a tvorbu 2D výkresové dokumentace a poté přidělí zakázku jednomu či více konstruktérům, dle velikosti zakázky a časového vytížení jednotlivých konstruktérů. Během celého procesu konstrukce je konstrukce stále spojena přes obchodního zástupce se zákazníkem, který zákazníka průběžně informuje o průběhu a stavu zakázky a případně předává doplňující informace a požadavky od zákazníka do konstrukce.

Po dokončení CAD modelů je vytvořena 2D výkresová dokumentace, která je zkontrolována šéfkonstruktorém a po odsouhlasení předána do dílny vedoucímu výroby. Obchodní zástupce nebo šéfkonstruktor objednává elektropřevodovky a neskladové díly jako jsou válečky, řetězy. Zároveň jsou odeslány podklady pro výrobu dílů do kooperace (např. laser, řezání vodou, díly vyžadující obrábění ve víceosých CNC obráběcích centrech). Zároveň je předán seznam skladových dílů k rukám vedoucí skladu, jenž ověří skladové zásoby, popřípadě objedná chybějící díly. Skladové díly poté vydá ze skladu do dílny a přiřadí je k zakázce. Vedoucí výroby poté rozdělí činnosti pracovníkům v dílně. Při výrobě nejdříve probíhá hrubá montáž, jejíž součástí jsou dělení normalizovaných profilů (v případě alu-profilů neprobíhá, jelikož jsou nakupovány na přesnou délku) a jejich přídatné opracování, výroba soustružených dílů, výroba frézovaných dílů, svrtávání dílů, sváření základních konstrukcí, opracovávání výpalků z laseru, popřípadě kalení či broušení. Tyto činnosti probíhají v prototypové dílně, dílně hrubé montáže a dělení profilů probíhá v hutním skladu.

Následně jsou vybrané výrobky povrchově upraveny. Povrchové úpravy probíhají většinou v kooperaci, díly jsou nejčastěji práškově lakovány nebo galvanicky zinkovány.

Po povrchových úpravách navazuje fáze čisté montáže, při které probíhá finální úprava dílů jako je protahování závitů po lakování a zinkování a podobně na dílně přesné montáže. Poté probíhá montáž podsestav a finální kompletace sestavy celé zakázky.

Nakonec proběhne finální kontrola kvality, testování se simulací provozních podmínek a expedice produktu, v některých případech částečně rozmontovaného, v některých případech vcelku. Při demontáži probíhá podrobná dokumentace, aby v případě jednodušších zařízení byl zákazník schopen provést montáž na místě sám.

Konstrukce musí od počátku myslet na rozměry a demontáž celků – dle možností kooperace jako je velikost pece v lakovně, velikost nákladové plochy auta nebo kontejneru. S tímto souvisí i možnosti zafixování nebo zavěšování a přemisťování výrobků při transportu.

V případech složitějších zařízení poté probíhá montáž pracovníky STR Praha přímo na místě u zákazníka. V případě dodávky kompletních výrobních linek probíhá montáž pracovníky firem dodávajících celé výrobní linky, v nichž jsou dopravníky STR Praha dodávány subdodavatelským způsobem.

## 4. Výběr vhodných konstrukčních variant pro řešení zadaného problému

### 4.1. Úvaha možností dopravy

Během rešerší a konzultací ve firmě byly vybrány tyto možné varianty.

- Válečková dopravní trať
- Řetězová dopravní trať

Ostatní varianty dopravy byly po konzultacích rovnou vyloučeny z důvodu nedostatečné nosnosti.

#### 4.1.1. Válečková dopravní trať

Varianta válečkové dopravní tratě by byla v STR Praha nejjednodušší z pohledu toho, že válečkové tratě jsou vyráběny opakovaně a ve firmě s nimi mají tím pádem zkušenosti a jsou s nimi zvyklí pracovat. Pohon válečků by byl řešen pomocí elektropřevodovky a řetězových převodů. Tento systém je již v STR Praha taktéž známý, takže není žádný problém jej zde využít. Může být umístěn buďto vedle válečkové trati, nebo pod ní. Záleží na výšce trati a požadavcích zákazníka na prostor pod tratí. Válečky jsou výhodné, jelikož se po nich palety odvalují, a tím pádem se nijak nepoškozuji. Válečkové dráhy jsou vhodné pro dopravu palet v podélném směru, kdy prkna palety jsou orientována ve směru pohybu.

Pro tuto aplikaci, kdy je od zákazníka požadavek pro navážení a vykládání palet tak, že budou umístěny v příčném směru na směr dopravy, je tento typ dopravy principiálně nevhodný, jelikož by paleta nerovnoměrně přejížděla přes válečky, popřípadě by se zasekla v mezeře mezi válečky a bylo by zde nebezpečí, že se během přepravy plechy na paletě začnou pohybovat, stoh se rozpadne a zastaví výrobu, v horším případě mohou někoho zranit.



Obr. 107 Doprava palety v podélném směru  
[Autor]



Obr. 108 Doprava palety v podélném směru  
[Autor]





*Obr. 109 Doprava palety v příčném směru  
[Autor]*



*Obr. 110 Doprava palety v příčném směru  
[Autor]*

#### 4.1.2. Řetězová dopravní trať

Tato varianta je v STR Praha taktéž známá, jedná se o dopravu palet na řetězech, jež jsou umístěny na každé straně palety. Řetězy mohou být dle dopravovaného zatížení jednořadé až třířadé. Pohon je řešen pomocí elektropřevodovky a průběžné hřídele pod dopravníkem, která pohání najednou oba řetězy současně. Pohonná jednotka bývá obvykle pod dopravníkem a musí obsahovat napínací zařízení řetězu. Řetěz na dopravníku jede po kluzném vedení, které bývá vyráběno na míru pro každý typ řetězu. Materiál kluzného vedení bývá volen dle zatížení na dopravníku a rychlosti dopravy. Dopravník je vhodný pro dopravu palet v příčném směru. Naopak se principiálně nehodí pro dopravu palet v podélném směru, jelikož by paleta nebyla podepřena pod prostředním trámkem.



*Obr. 111 Řetězový dopravník s nastavitelnou šířkou dopravované palety [Autor]*



Obr. 112 Přejezd mezi řetězovými dopravníky – zdvihnutí kolmé části pomocí měchů [Autor]

#### 4.2. Výběr vhodné konstrukční varianty pomocí vícekriteriálního rozhodování

Konstrukční varianty rozepsané v bodě 4.1 budou vyhodnoceny pomocí vícekriteriálního rozhodování. Metoda vícekriteriálního rozhodování spočívá ve výběru a zvolení několika kritérií, které považujeme za klíčová pro konstrukci dopravní tratě. Těmto kritériím bude přiřazeno pořadí a na základě tohoto pořadí jim bude přiřazena důležitost při výběru konstrukční varianty dopravní tratě. Volba kritérií, jejich pořadí a tímto i důležitost byly konzultovány s techniky a inženýry z STR Praha.

tab. 1: Tabulka kritérií a jejich důležitosti

OZNAČENÍ KRITÉRIA $K_i$	POPIS KRITÉRIA	POŘADÍ $p_i$	POŘADÍ OPAČNÉ $p_{i0}$	DŮLEŽITOST $v_i$
K1	Jednoduchost	5	4	0,11
K2	Spolehlivost	2	7	0,2
K3	Servis	7	2	0,05
K4	Vhodnost pro orientaci palety při dopravě	1	8	0,22
K5	Opotřebení/Životnost	3	6	0,17
K6	Cena/Náklady	4	5	0,14
K7	Provozní náklady/Náhradní díly	8	1	0,03
K8	Riziko poškození	6	3	0,08
SUMA		$\sum_{i=1}^8 p_i = 36$	$\sum_{i=1}^8 p_i = 36$	$\sum_{i=1}^8 v_i = 1$

Vztah použitý pro výpočet kritéria

$$v_i = \frac{p_i}{\sum p} \quad (1)$$

Příklad dosazení pro kritérium K1

$$v_1 = \frac{4}{36} = 0,11$$

V tabulce (tab. 1) jsou uvedena kritéria hodnocení. Na základě jejich pořadí jsou stanoveny jednotlivé důležitosti kritérií, které jsou potřebné k následujícím výpočtům.

- $p_1$  Válečková dráha
- $p_2$  Řetězová trať

tab. 2 Hodnocení kritérií vícekritériálního rozhodování

POŘADÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTY $p_i$	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	VÝSLEDNÉ HODNOCENÍ	VÝSLEDNÉ POŘADÍ
$p_1$	1.	2.	1.	2.	1.	2.	1.	1.	1,56	2.
$p_2$	2.	1.	2.	1.	2.	1.	2.	2.	1,44	1.
DŮLEŽITOST $v_i$	0,11	0,2	0,05	0,22	0,17	0,14	0,03	0,08	$\sum v_i = 1$	X

Hodnocení uvedených kritérií bylo konzultováno s techniky a inženýry ze společnosti STR Praha.

Výsledné hodnocení vícekritériálního rozhodování bylo vypočteno dle vztahu:

$$v_{k_i} = p_1 \cdot v_1 + p_2 \cdot v_2 + \dots + p_i \cdot v_i \quad (2)$$

Příklad výpočtu výsledného hodnocení vícekritériálního rozhodování:

$$v_{k_1} = 1 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,2 + 1 \cdot 0,05 + 2 \cdot 0,22 + 1 \cdot 0,17 + 2 \cdot 0,14 + 1 \cdot 0,03 + 1 \cdot 0,08 = 1,67$$

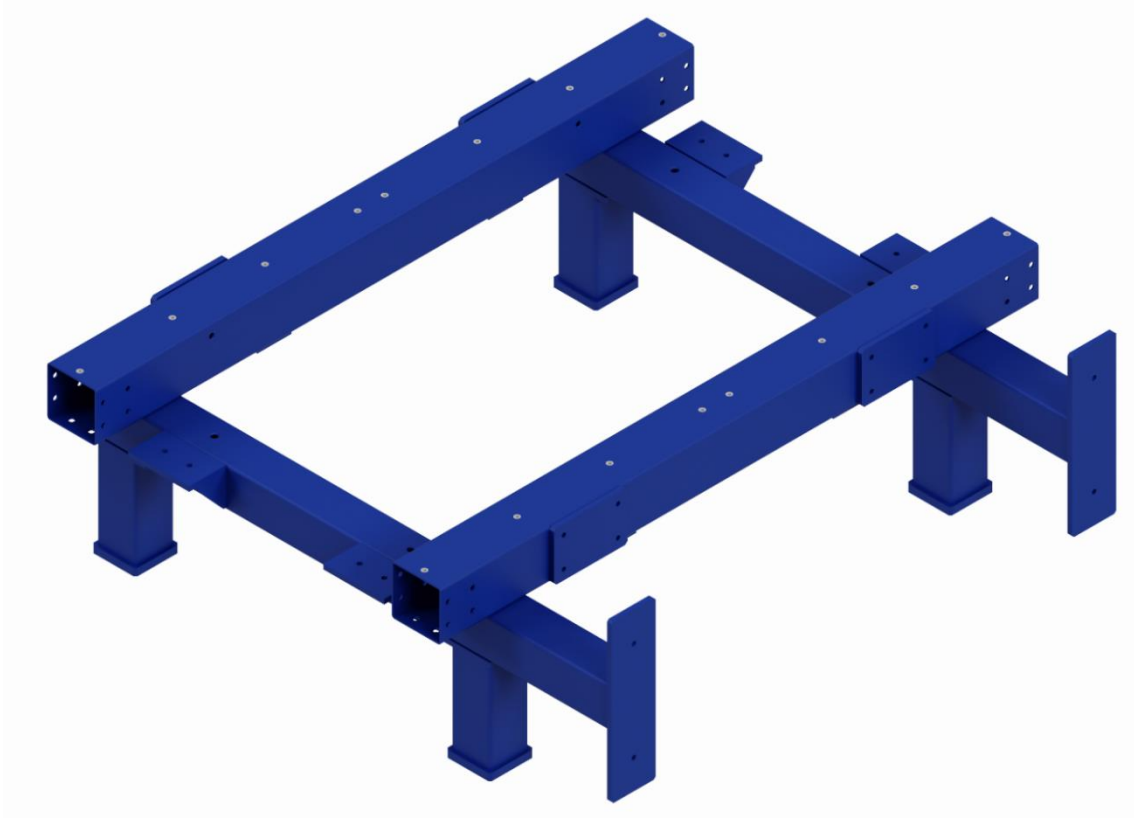
Dle výsledků vícekritériálního rozhodování můžeme konstatovat, že řetězová trať je nejvhodnější variantou pro řešení problému této diplomové práce. Tato varianta se taktéž shoduje s předpoklady sepsanými v kapitole 4.1 a předpoklady zadavatele projektu, jenž požaduje dopravu palet v příčném směru. V případě zvolení dopravy pomocí válečkových drah by bylo třeba zvolit jiný typ palet, které by bylo možné dopravovat ve směru podélném, a které by zároveň bylo možné nakládat ve směru příčném. Toto by vyžadovalo další změny v dodavatelském řetězci, což by vyžadovalo další investice zákazníka, což není přípustné.



## 5. Zpracování 3D modelu a popis konstrukčních prvků a částí konstrukce

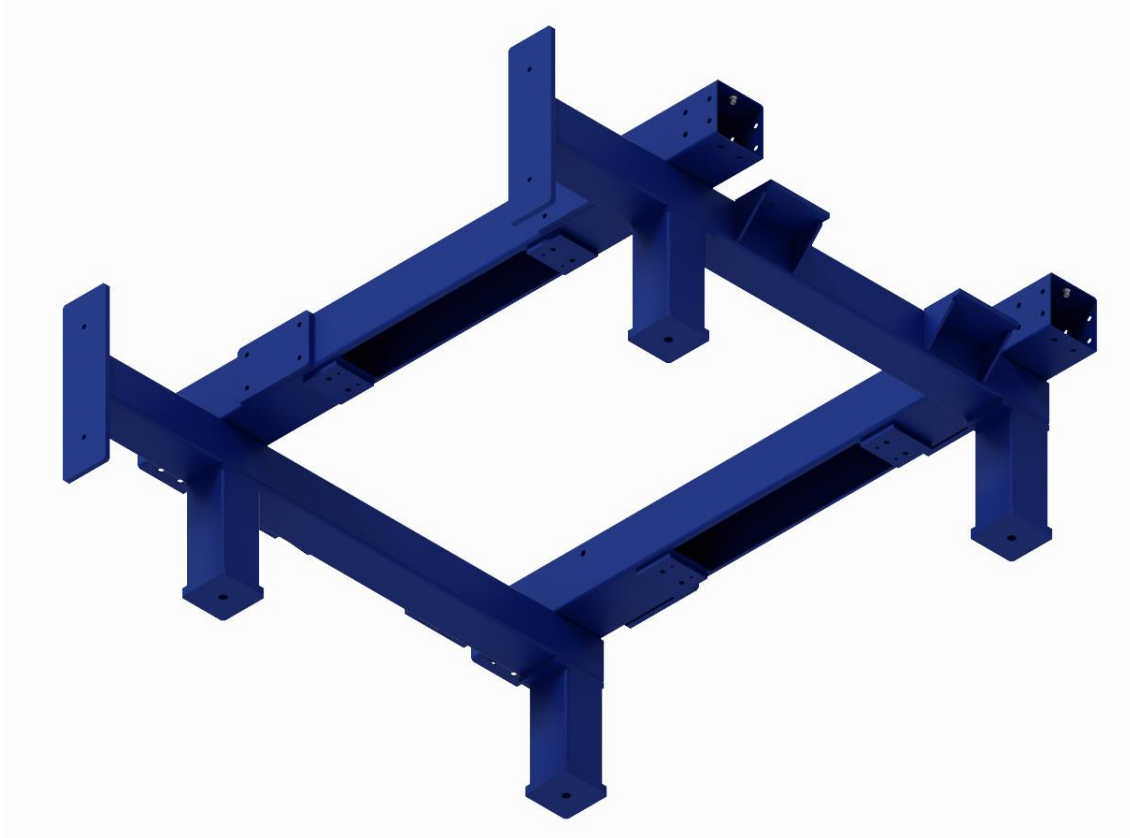
Model konstrukce byl zpracován v programu Autodesk Inventor 2023. Pro zjednodušení modelu a dodržení zvyklostí konstrukce v STR Praha nebyly v modelu modelovány svary.

Základní rám konstrukce je svařovaný z jeklů 80x80x3 a 100x100x3. Doplnky jsou opracovány laserem z plechu tloušťky 10 [mm] a 15 [mm]. Svary jsou provedeny koutové velikosti a4. Na převislém konci příčných jeklů jsou navařeny desky pro držení plotu. Na bocích příčných jeklů jsou navařeny konzoly pro držení přechodů mezi jednotlivými segmenty řetězové tratě.



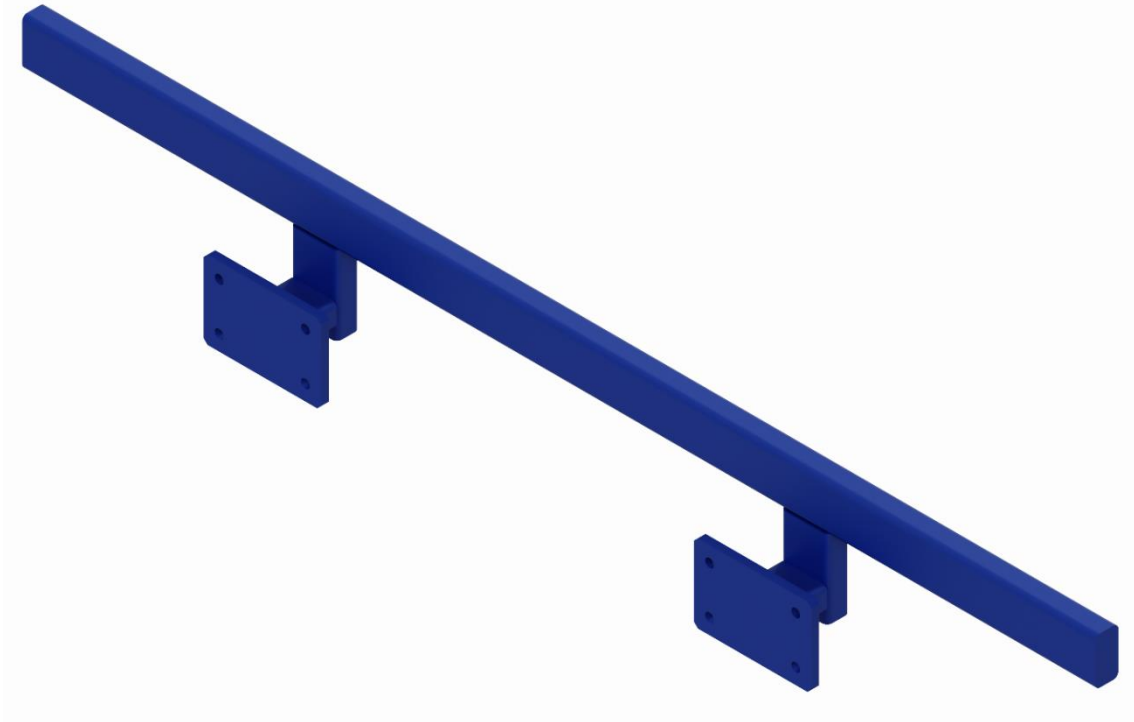
*Obr. 113 Základní rám [Autor]*

Vespod podélných profilů jsou navařeny desky pro držení pohonné jednotky a do profilů je laserem vypálen průchod pro řetěz, který je tažným i unášecím prvkem řetězové tratě.



*Obr. 114 Základní rám zespodu [Autor]*

Pro zabezpečení pohybu palety ve správném směru a zabezpečení nesjetí palety z dráhy jsou k základnímu rámu přišroubována zábradlí taktéž svařená za použití koutových svarů z jeklů 60x30x3 a laserem opracovaných ocelových destiček.



*Obr. 115 Zábradlí řetězové dráhy [Autor]*

K základnímu rámu je přišroubována konstrukce držáků senzorů, jež je tvořena z jeklů 60x30x3, laserem opracovaných desek a hliníkového profilu od firmy Alutec KK a samotných držáků senzorů. Držáky senzorů jsou vyrobeny z ohnutých, laserem opracovaných nerezových plechů, do kterých budou přichyceny optické senzory. Vespod na deskách se závity jsou navařeny držáky kabelových žlabů, skrz které budou vedeny kabely z celé řetězové dráhy.

Na druhé straně rámu je přišroubován hliníkový profil, do kterého jsou přišroubovány držáky odrazek pro optické senzory, které jsou opět tvořeny z laserem opracovaných a ohnutých nerezových plechů.



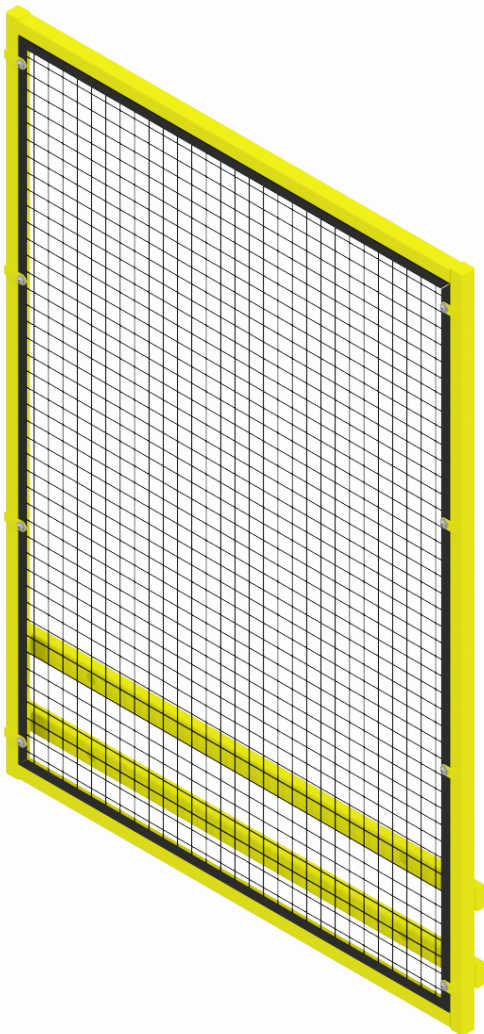


*Obr. 116 Konstrukce držáků senzorů [Autor]*



*Obr. 117 Konstrukce držáků odrazek [Autor]*

Na deskách, na koncích příčných jeklů, je přišroubován plot, který má rám svařený z jeklů 40x40x3, do kterého je vloženo plotové pole, na jehož krajích je navařen rámeček z plechů. Na rámu je pomocí šroubů s půlkulovou hlavou připevněn pochozí plech, který umožní pocházení po řetězové dráze během jejího servisu. Zároveň je pomocí dvou držadel umožněno, po odšroubování šroubů s půlkulovou hlavou, vyjmutí pochozího plechu a tímto servis pohonu, bez nutnosti zvedání celé tratě.

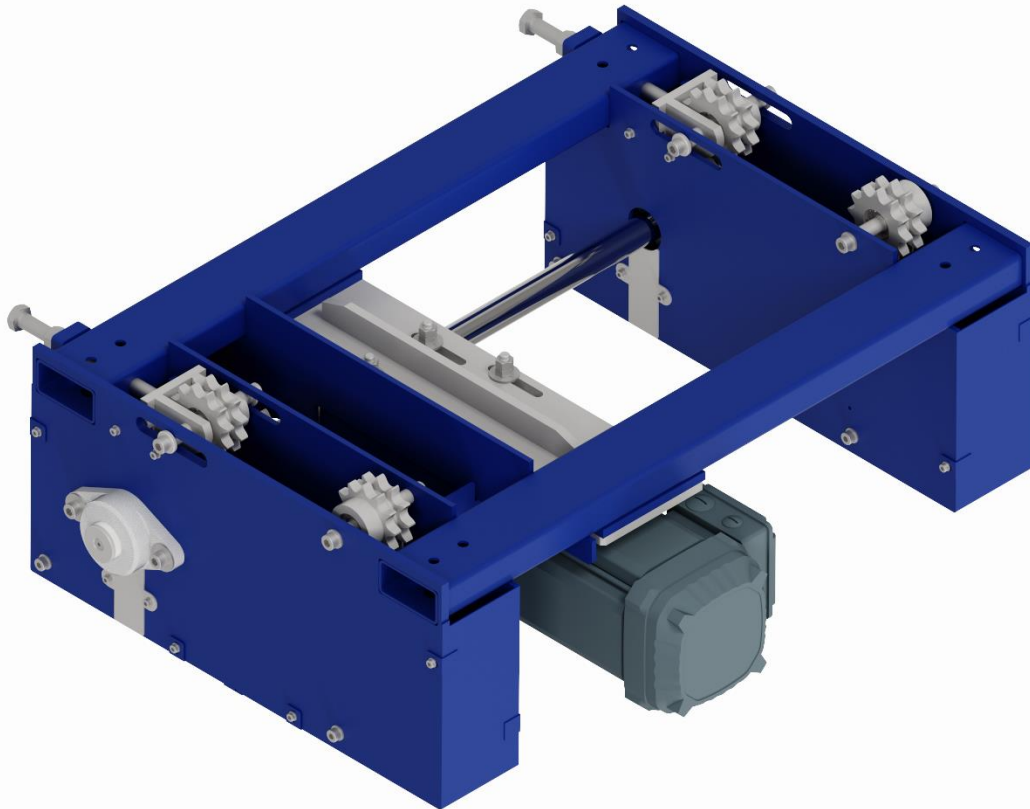


*Obr. 118 Plot [Autor]*

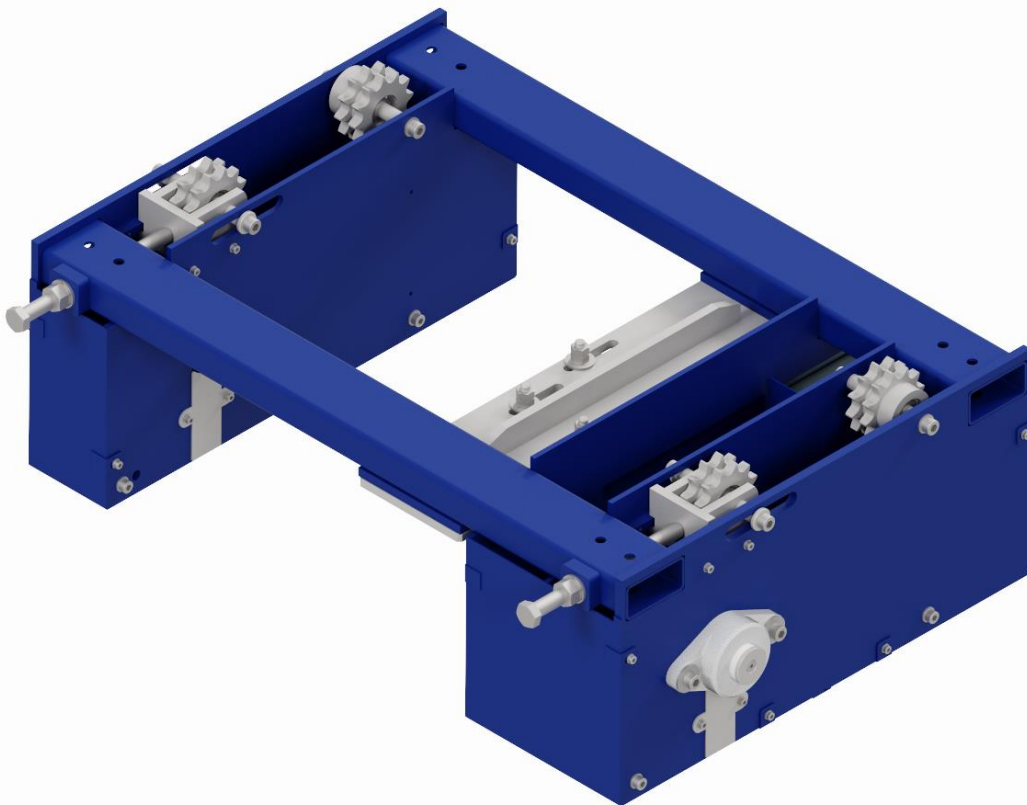


*Obr. 119 Pochozí plech s držadly [Autor]*

Pohonná jednotka je svařena z jeklů 80x40x3 a laserem opracovaných desek o tloušťkách 6 [mm] a 10 [mm]. Desky jsou vespod vyztuženy vzpěrnými sloupky. Synchronní pohon řetězů na obou stranách je zajištěn průběžnou hřídelí, která je uložena v přírubových ložiskách UCFL 206, na které jsou umístěny řetězky, které jsou radiálně zajištěny perem a axiálně zajištěny stavěcím šroubem. Vrchní řetězky jsou umístěny na hřídelkách, které jsou přišroubovány do bočních desek. Jedna z řetězek je vybavena napínákem. Napínák je tvořen šroubem M16x200, destičkou se závitem a svařovanou konzolkou.

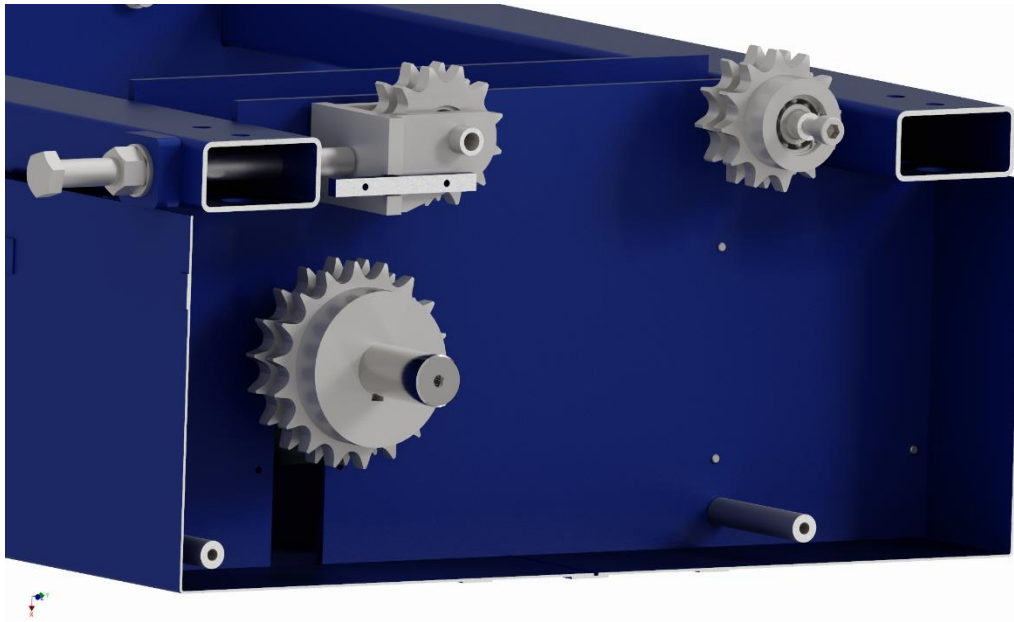


*Obr. 120 Pohonná jednotka [Autor]*



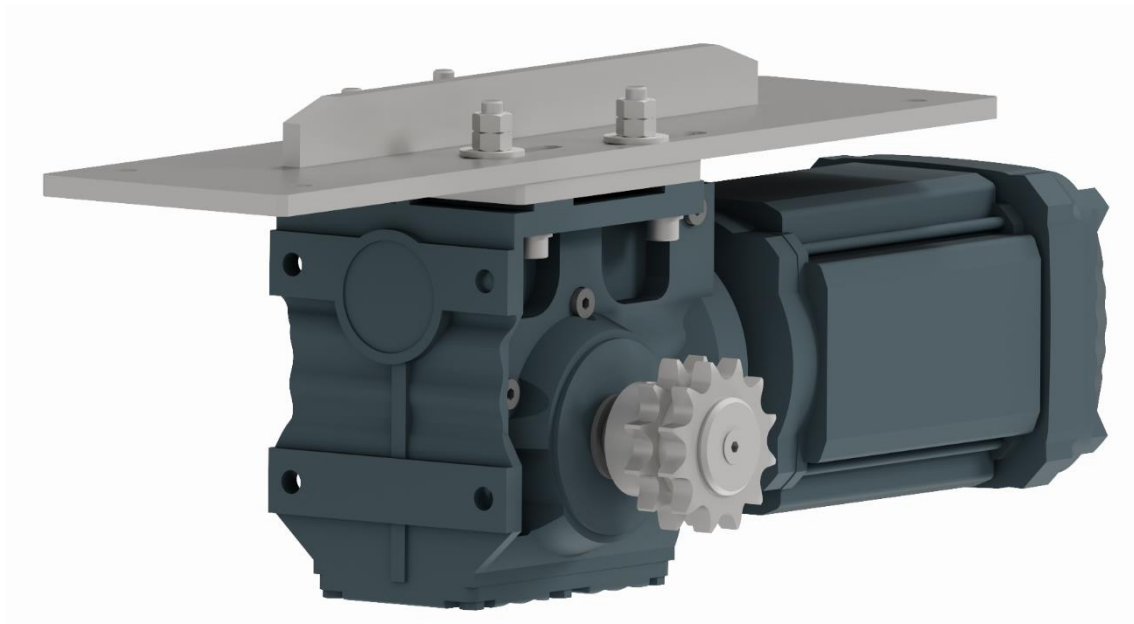
*Obr. 121 Pohonná jednotka z druhé strany [Autor]*





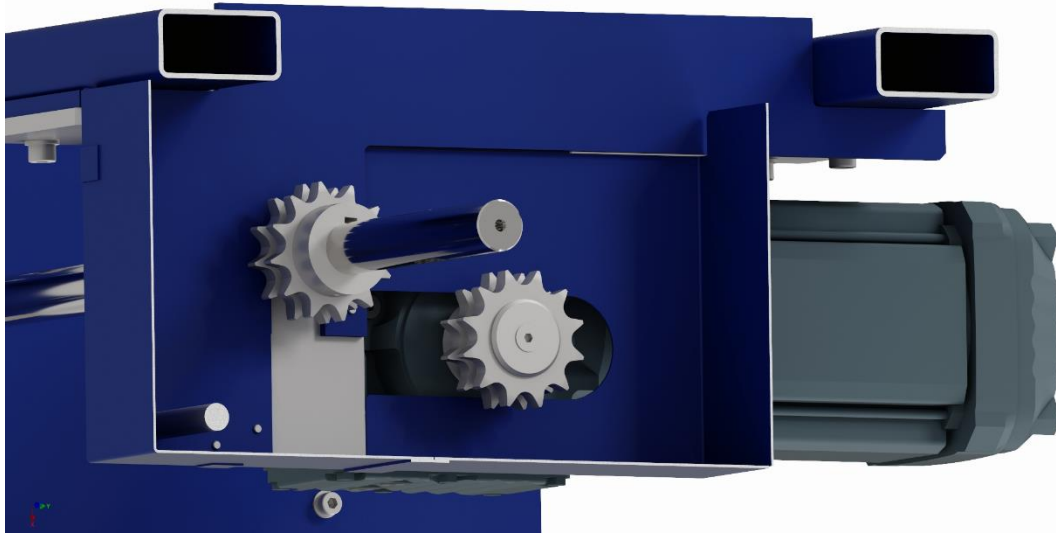
*Obr. 122 Pohled řezem do prostoru řetězu v pohonné jednotce [Autor]*

Elektropřevodovka je v pohonné jednotce přes přírubu přišroubována ke konzole, jež je přišroubována do desek, které jsou přivařeny k profilům rámu.



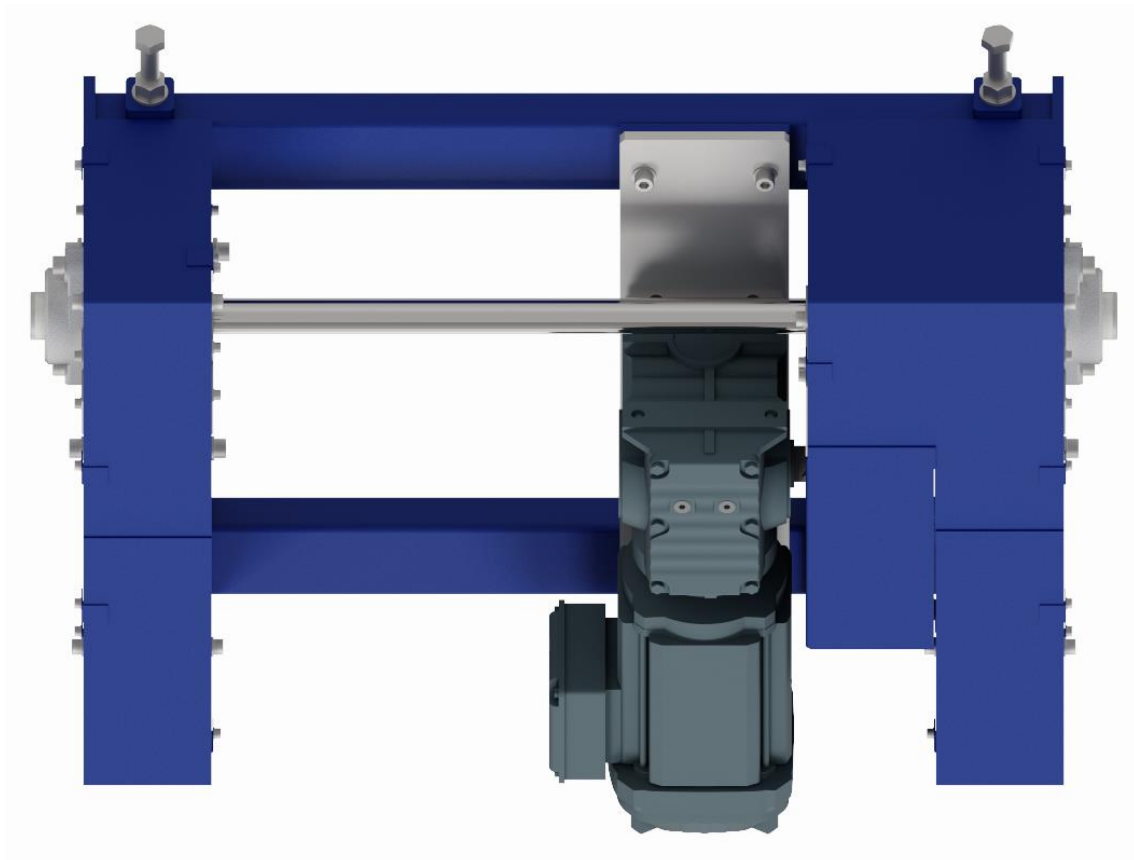
*Obr. 123 Elektropřevodovka SEW Eurodrive s konzolí a hnací řetězkou [Autor]*

Přenos výkonu z motoru na průběžný hnací hřídel je zajištěn pomocí separátního řetězového pohonu s převodem 1:1. Napínání tohoto pohonu je zajištěno pomocí posunu motoru.



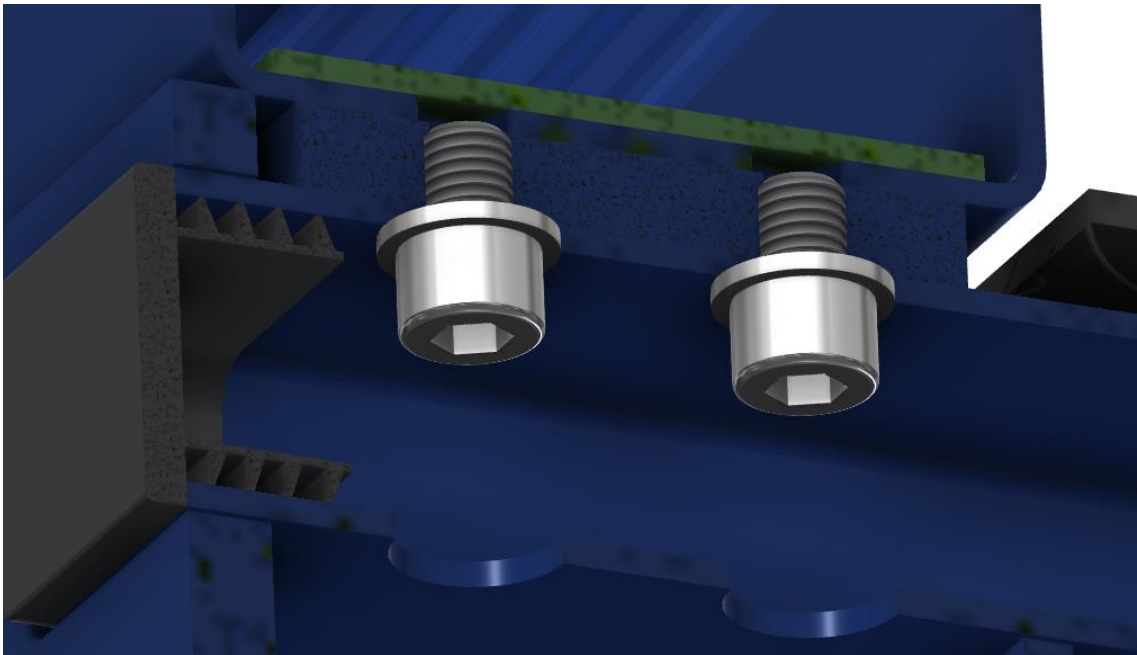
*Obr. 124 Pohon průběžné hřídele [Autor]*

Celá pohonná jednotka je z venku zakrytována pomocí ohýbaných, lakovaných plechů, na kterých jsou bodově přivařeny úchyty. Toto zajistí bezpečnost při pohybu okolo řetězové tratě.

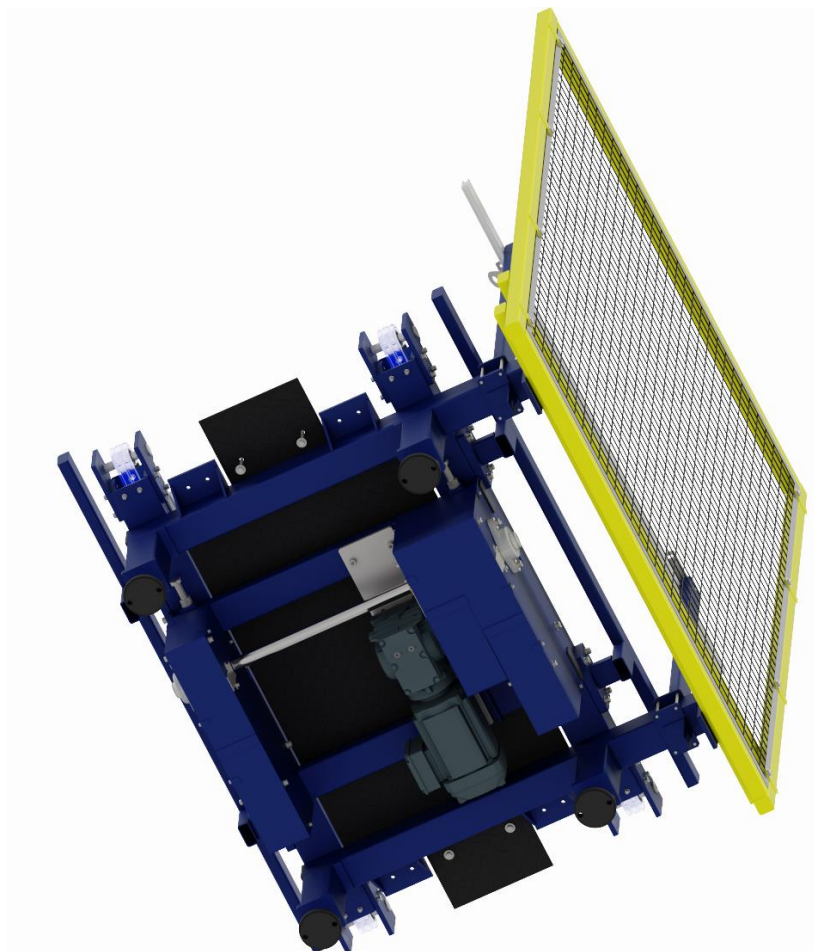


*Obr. 125 Pohonná jednotka zespod a její zakrytování [Autor]*

Celá pohonná jednotka je přišroubována k rámu do přivařených destiček.



*Obr. 126 Přichycení pohonné jednotky [Autor]*



*Obr. 127 Pohonná jednotka připevněná pod rámem [Autor]*



Řetěz je veden pomocí řetězok v pohonné jednotce a koncových kladek, které zajišťují navedení řetězu do kluzného vedení a zároveň, v případě zaseknutí palety, nemají zuby, které by mohly poškozovat paletu. Řetězy jsou vedeny po kluzných vedeních, po kterých se jejich válečky odvalují, v případě zaklesnutí palety do řetězu kloužou. Uvnitř jeklů jsou přišroubovány desky z kluzného plastu, které v případě špatného napnutí řetězu zajistí nepoškození rámu.

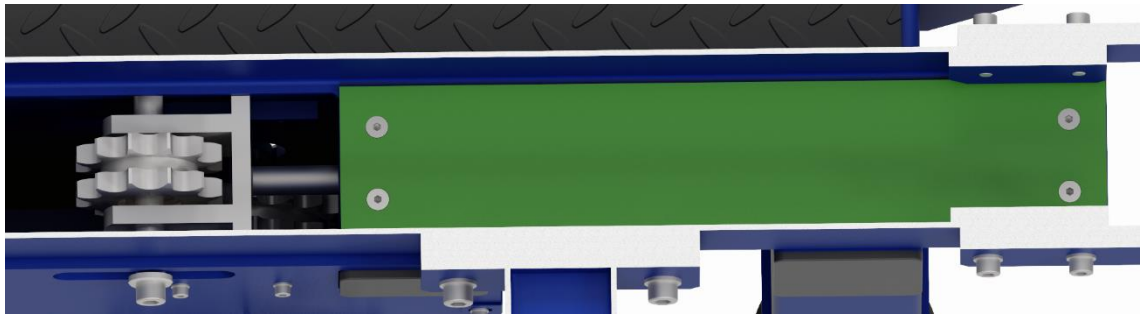


*Obr. 128 Vedení řetězu v řetězové trati [Autor]*

Kluzná vedení řetězu jsou vyrobená z materiálu BELTA NG, jenž byl doporučen výrobcem kluzných vedení jako nejvhodnější pro vysoká zatížení. Tato vedení jsou ovšem taktéž náchylná k nežádoucím změnám rozměrů vlivem změn okolního prostředí. Těmito vlivy se rozumí změny teploty a vlhkosti. S těmito změnami rozměrů je počítáno při konstrukci. Díry pro přišroubování kluzných vedení jsou vyrobeny jako válcové drážky, kromě jedné, která je klasická kruhová a zajišťuje přesné ustavení kluzného vedení. Vedení je taktéž uprostřed rozděleno, aby se případné roztažení rozdělilo do dvou částí.



*Obr. 129 Kluzné vedení řetězu [Autor]*



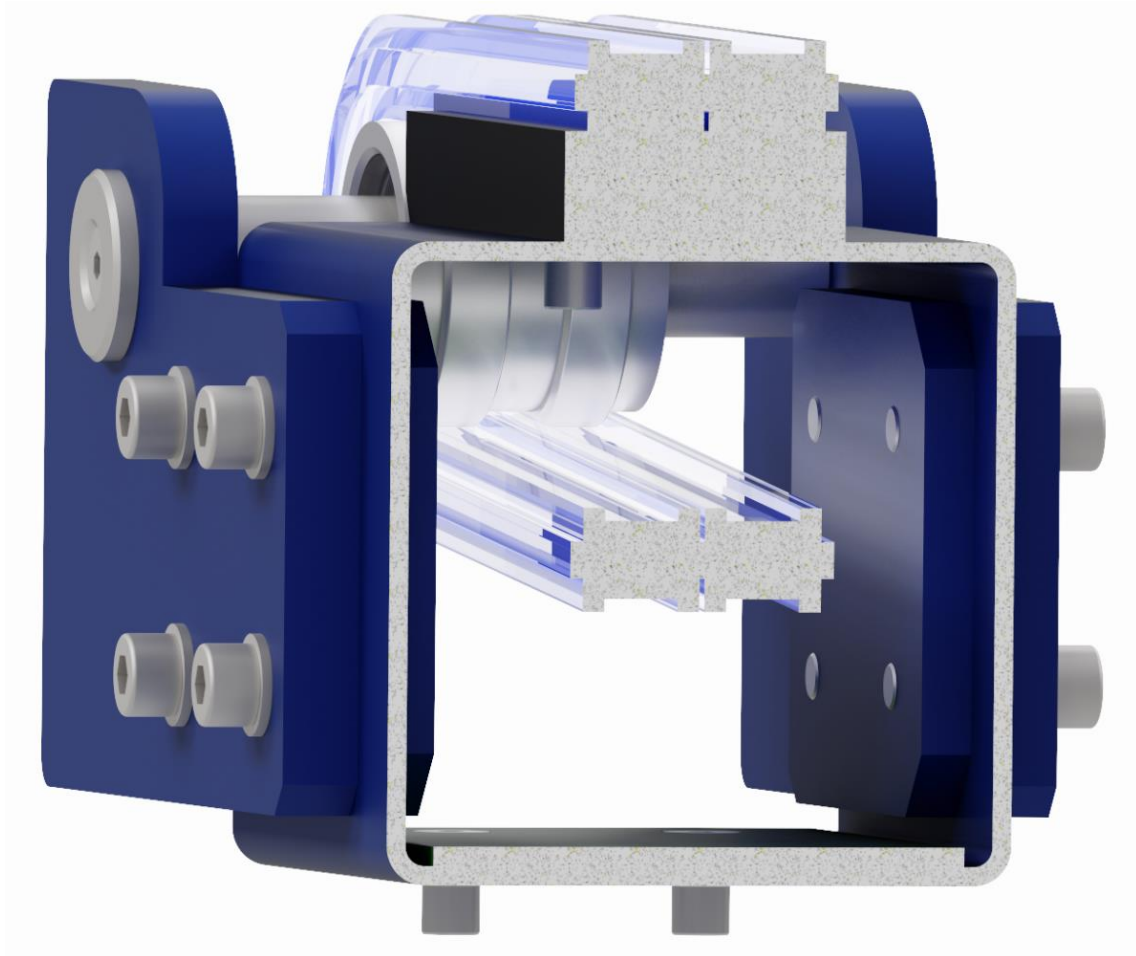
*Obr. 130 Kluzná deska uvnitř ječku [Autor]*

Tato kluzná vedení a desky jsou do ječků uchyceny pomocí nýtovacích matic M6.

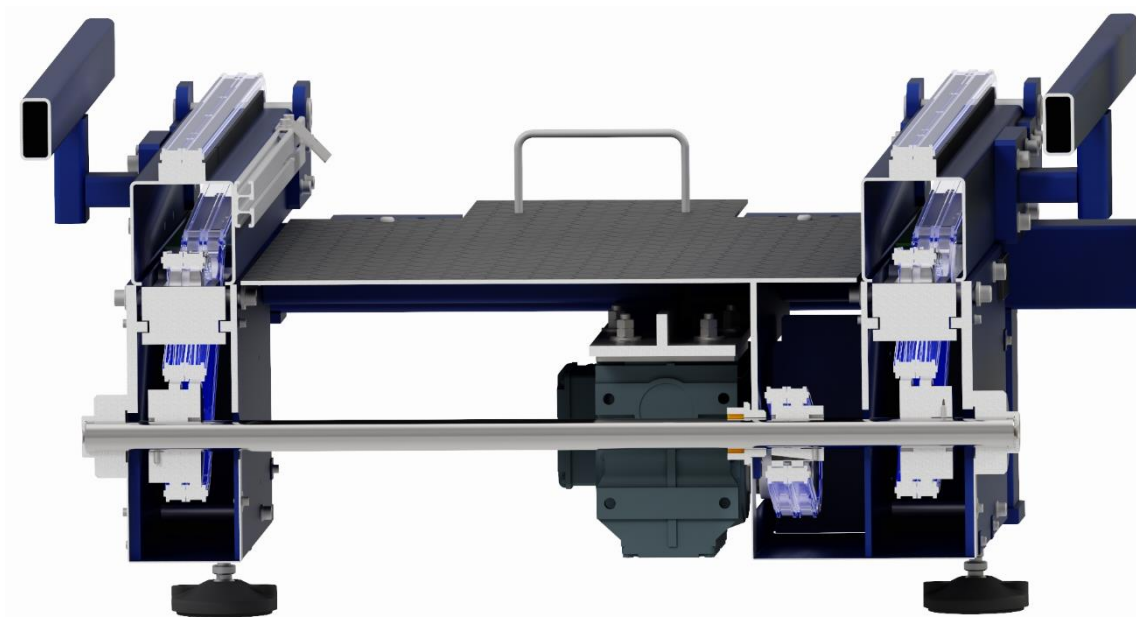


*Obr. 131 Nýtovací matice v ječku [Autor]*

Koncové kladky jsou umístěny na nepohyblivých hřídelkách mezi koncovými deskami. Axiální poloha kladek je zajištěna pomocí rozpěracích trubek a hřídelka je vložena do děr v koncových deskách a zajištěna pomocí šroubu a kroužku hřídele.



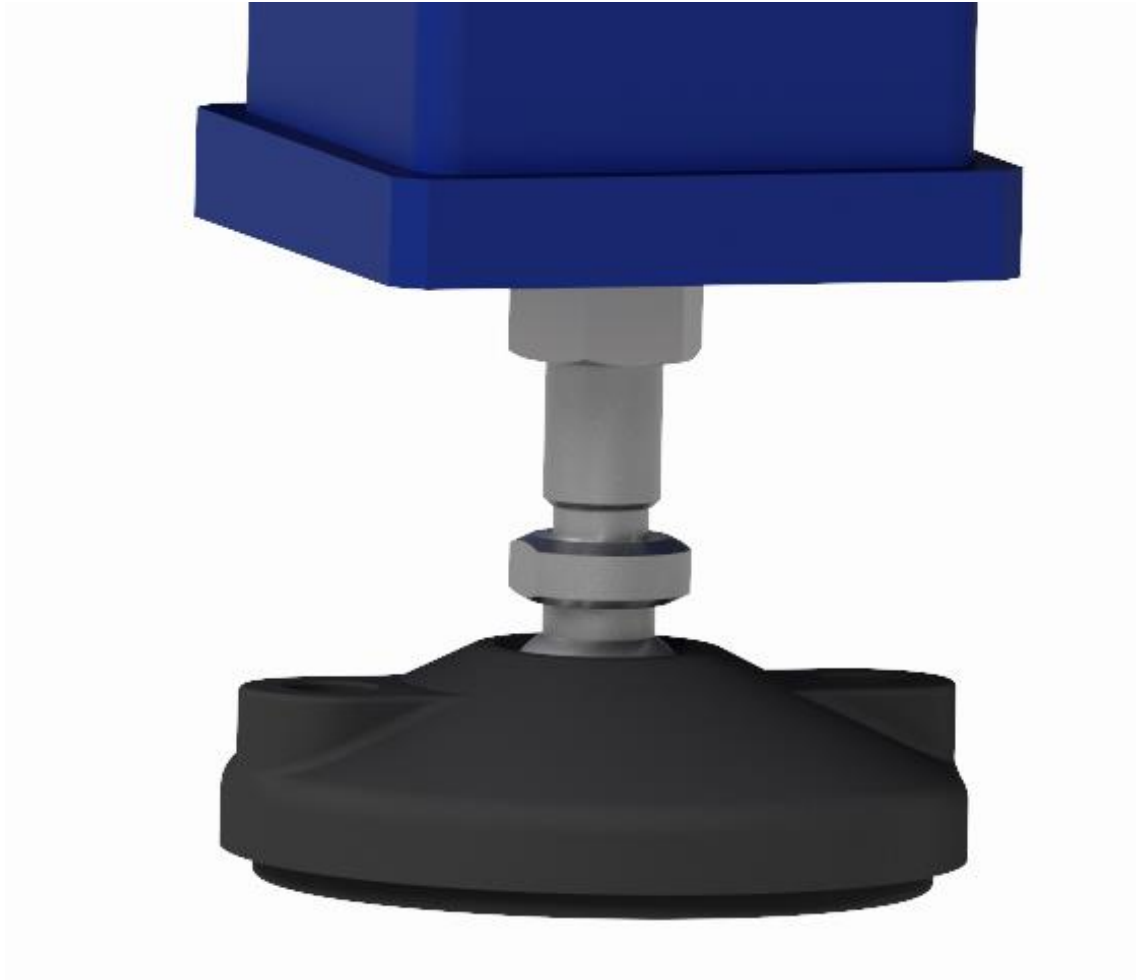
Obr. 132 Koncová sekce válečkové tratě [Autor]



Obr. 133 Řez pohonnou jednotkou pro zobrazení průběžné hřídele [Autor]

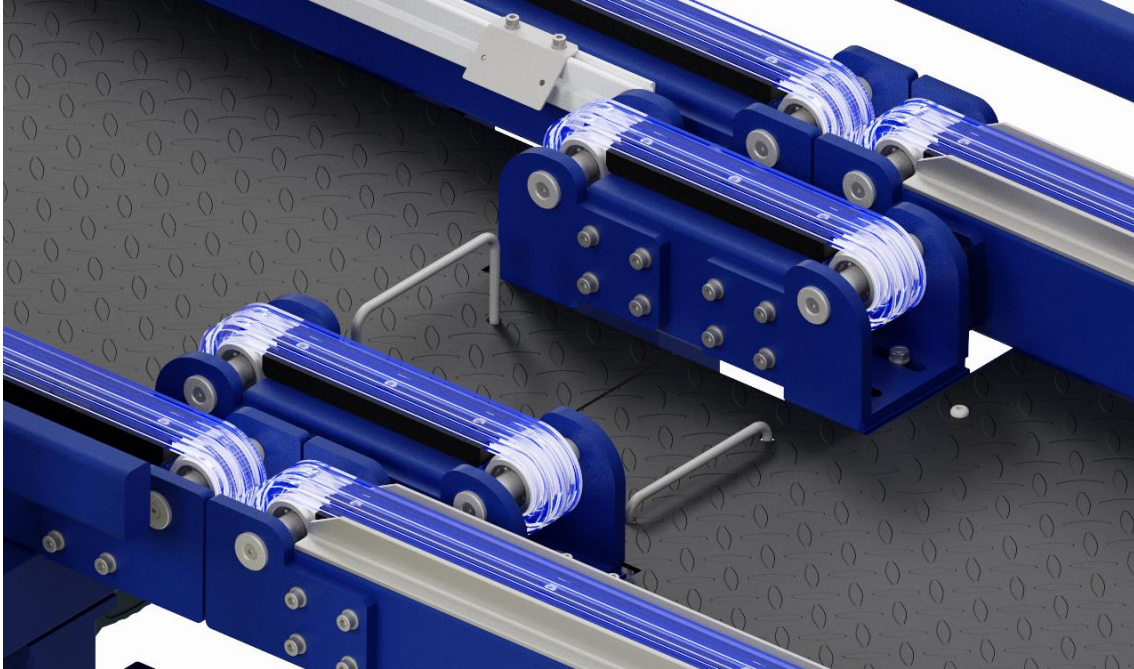


Pro ustavení a zakotvení tratě v zákaznickově hale jsou použity stavěcí patky velikosti M16 s aretačními otvory. K zakotvení v hale budou použity závitové tyče a chemické kotvy. Postup zakotvení je ten, že se nejdříve celá trať ustaví na místo, poté se pro patky vyvrtají díry průměru 12 mm skrz patky, do děr se natlačí chemická kotva a do ní se nasadí závitové tyče. Po vytvrzení chemické kotvy se na závitové tyče našroubují matice, a tímto se celá trať zafixuje na místě.



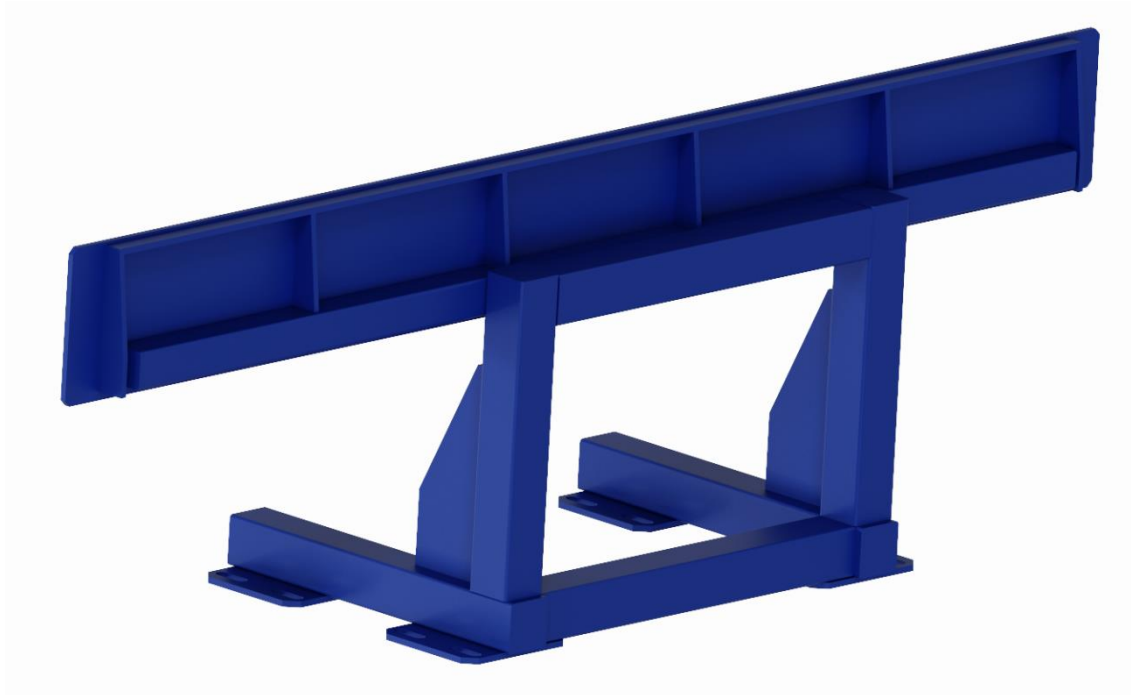
*Obr. 134 Stavěcí patka s aretačními otvory [Autor]*

Pro přechod palet mezi jednotlivými segmenty řetězové tratě jsou segmenty spojeny přechodem, který je vybaven nepoháněným řetězem se dvěma koncovými kladkami. Tímto je zajištěno, že trámký palety nepropadnou do mezery mezi dvěma segmenty tratě a paleta se nezasekne na místě. Přechod je přišroubován do konzol přivařených na rámu tratě.



*Obr. 135 Pár přechodů mezi segmenty řetězové tratě [Autor]*

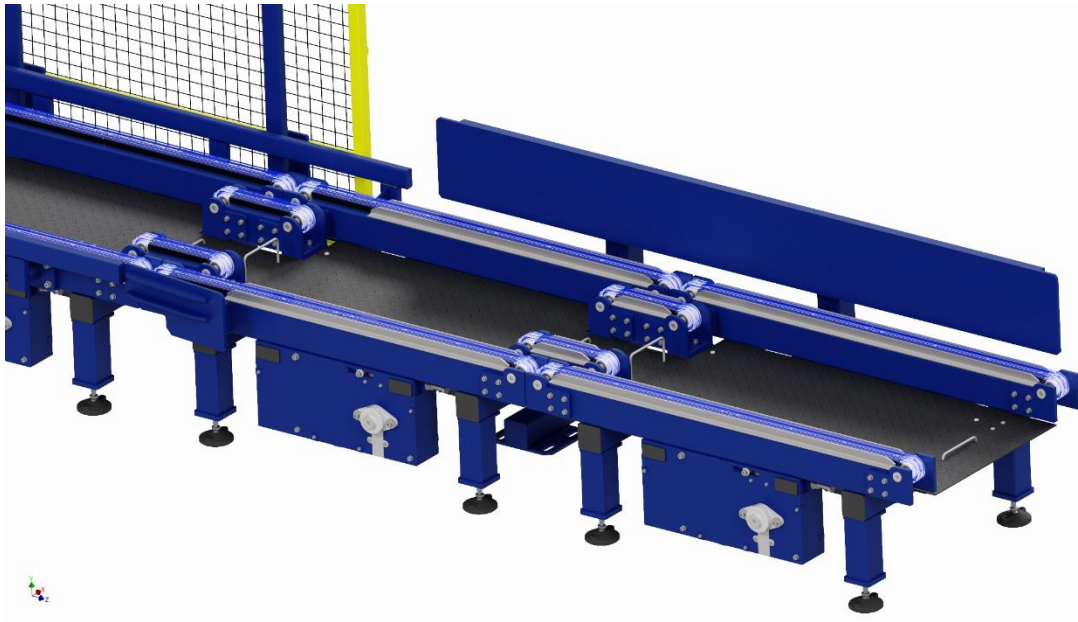
V nakládací části je do betonové podlahy pomocí šroubů M16 přišroubován doraz, který je vyrovnán se zábradlím a operátor vysokozdvížného vozíku o něj dorazí paletu, čímž ji vyrovná pro přepravu na řetězové trati. Tento doraz je po zkušenostech z STR Praha z předchozích zakázek konstruován s dostatečnou pevností, jelikož vysokozdvížné vozíky u zákazníků bývají různého stáří a jejich operátoři často nemají dostatečnou kvalifikaci, což obvykle vedlo ke kolizím s dorazem a k jeho poškození. Proto se v STR Praha nyní používá svařovaná jeklová konstrukce s laserem opracovanou deskou s přivařenými laserem opracovanými výztuhami.



*Obr. 136 Doraz palety [Autor]*

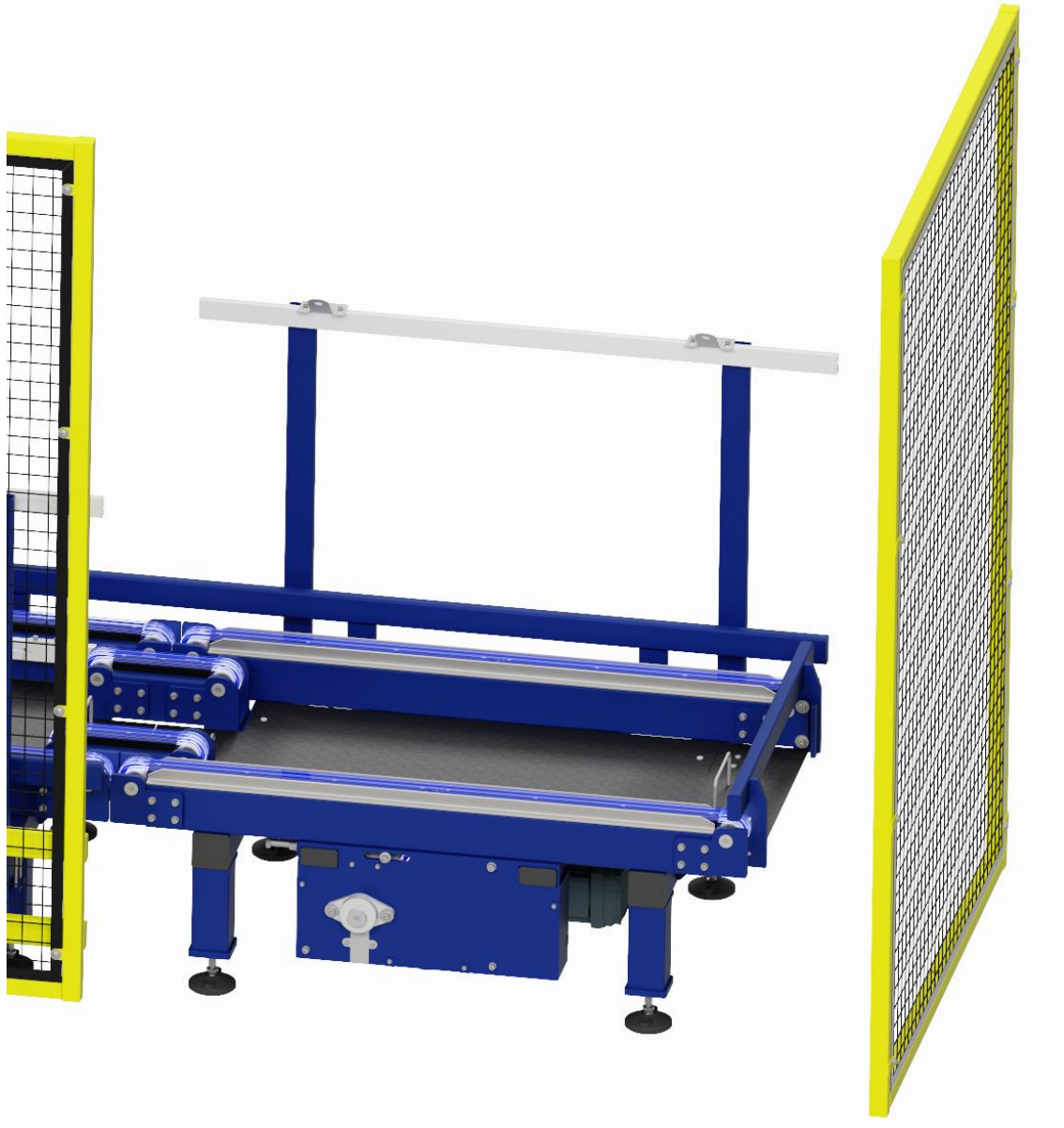
První dva segmenty trati nejsou vybaveny zábradlím vedoucím palety a taktéž nejsou vybaveny plotem, jelikož jsou umístěny ve stavebně oddělené prostoroře. Na konci druhého segmentu ve směru pohybu je umístěno navádění palety, které by v případě nedoražení palety o doraz, paletu navedlo mezi zábradlí. Vedle kluzného vedení řetězu jsou navařeny L normalizované profily, aby bylo zajištěno, že vysokozdvizný vozík vidlemi nebo paletou neshodí řetěz z kluzného vedení. Tyto L profily jsou taktéž přivařeny na přechodu mezi těmito dvěma nakládacími segmenty tratě. Příčné jekly jsou zde zkráceny pouze na šířku řetězové tratě, jelikož nemusí držet konstrukci držáků senzorů a plot. Sensory jsou zde umístěny na zdi.





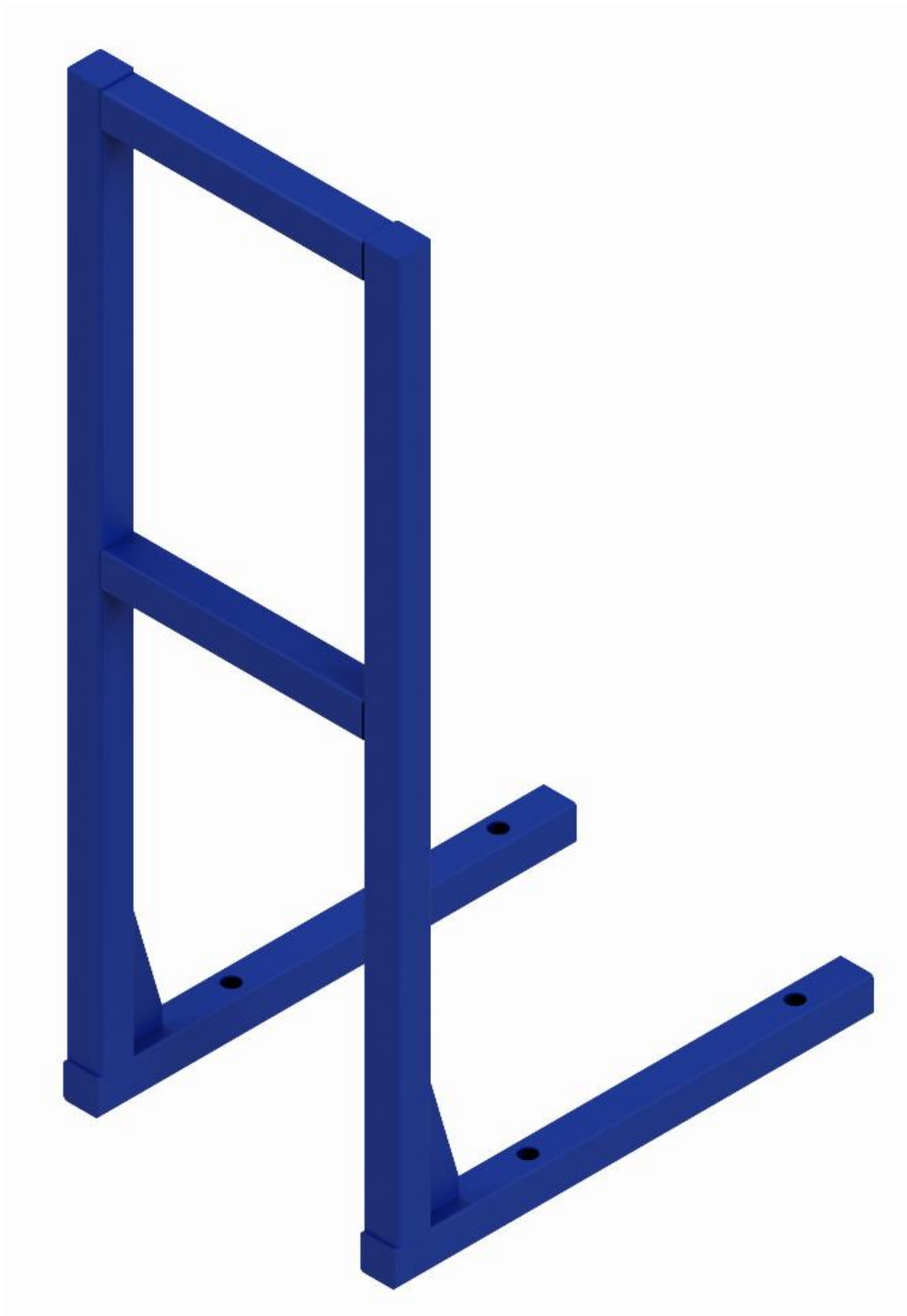
*Obr. 137 Počáteční dva segmenty řetězové tratě [Autor]*

Poslední segment bude osazen senzory umístěnými na opačné straně než zbytek tratě, aby bylo možné vykládat palety vysokozdvižným vozíkem. Obě strany jsou opět vybaveny přivařenými L profily, aby nedošlo ke shození řetězu vysokozdvižným vozíkem. Na konci segmentu je přichycen doraz, který je zde pouze z bezpečnostních důvodů, jelikož by nikdy nemělo dojít k dojezdu palety k tomuto dorazu. Řídicí systém zajišťuje zastavení palety v nakládací pozici před dorazem. Na konci trati je volně stojící plot přišroubovaný do země pomocí závitových tyčí a chemické kotvy.



*Obr. 138 Koncový segment tratě [Autor]*

K řetězové tratě je taktéž navržen stojan pro umístění ovládací skříně pro elektroniku a ovládacího panelu celého systému. Tento stojan je taktéž připevněn do země pomocí závitových tyčí a chemické kotvy.

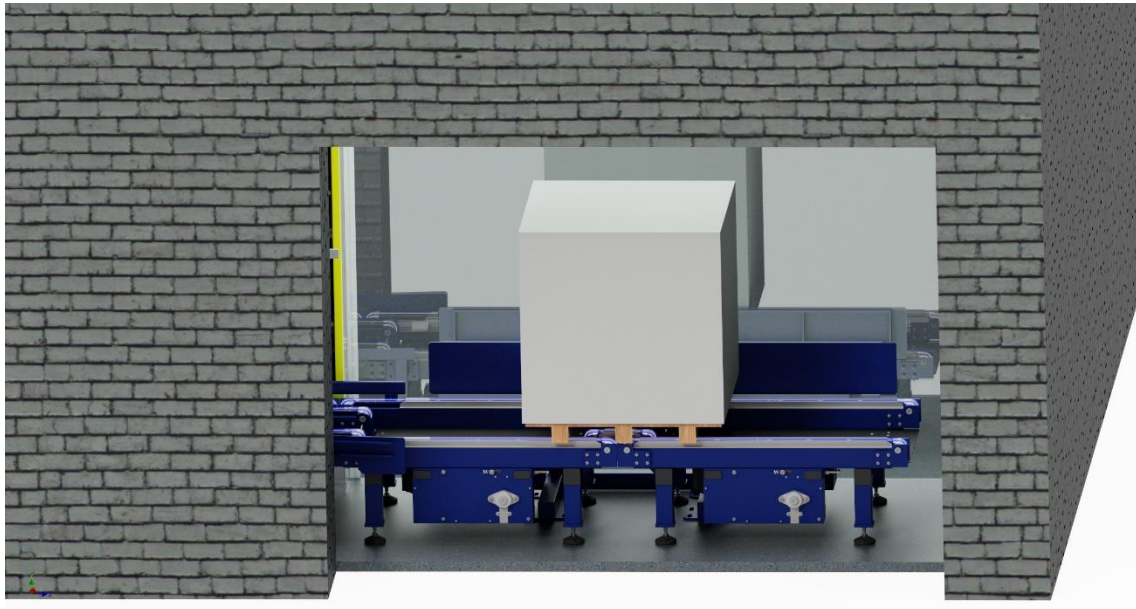


*Obr. 139 Stojan pro řídicí systém [Autor]*

## 6. Popis funkce řetězové tratě

Celá řetězová trať bude řízena řídicím systémem od firmy Newte s.r.o., která pro STR Praha navrhuje a dodává řídicí systémy pro všechny dopravníky a dopravní tratě, které vyžadují složitější řízení.

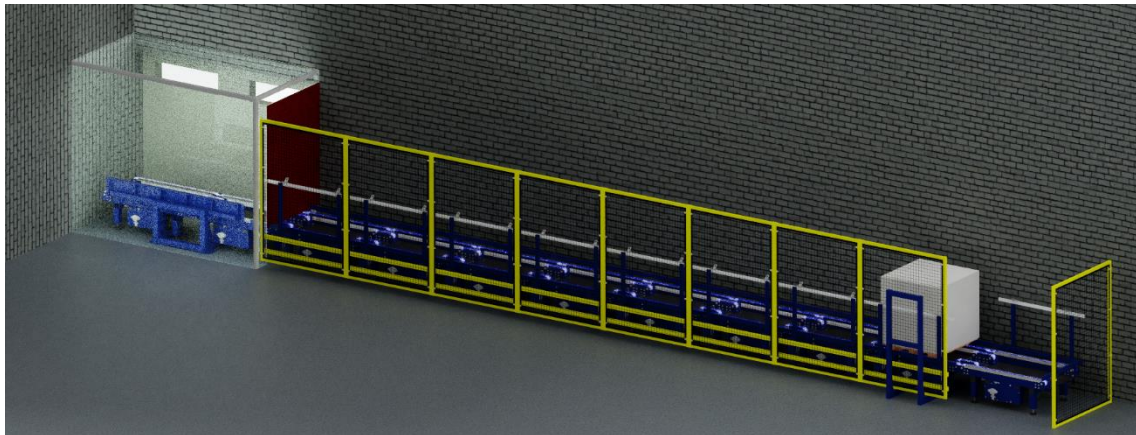
Pro naložení palety je třeba otevřít venkovní rolovací dveře. Toto se bude dít pomocí bezdrátového tlačítka, které bude mít operátor vysokozdvížného vozíku namontované na vysokozdvížném vozíku. Dveře se otevrou pouze v případě, že rolovací dveře oddělující vnější a vnitřní prostor budou zavřeny a segmenty řetězové tratě uvnitř nakládacího prostoru se nebudou pohybovat. Poté operátor vysokozdvížného vozíku dorazí paletu o doraz, položí ji na řetězy a odjede. Po jeho odjezdu se zavřou venkovní rolovací dveře, otevrou se rolovací dveře vnitřní a segmenty řetězové tratě se dají do pohybu.



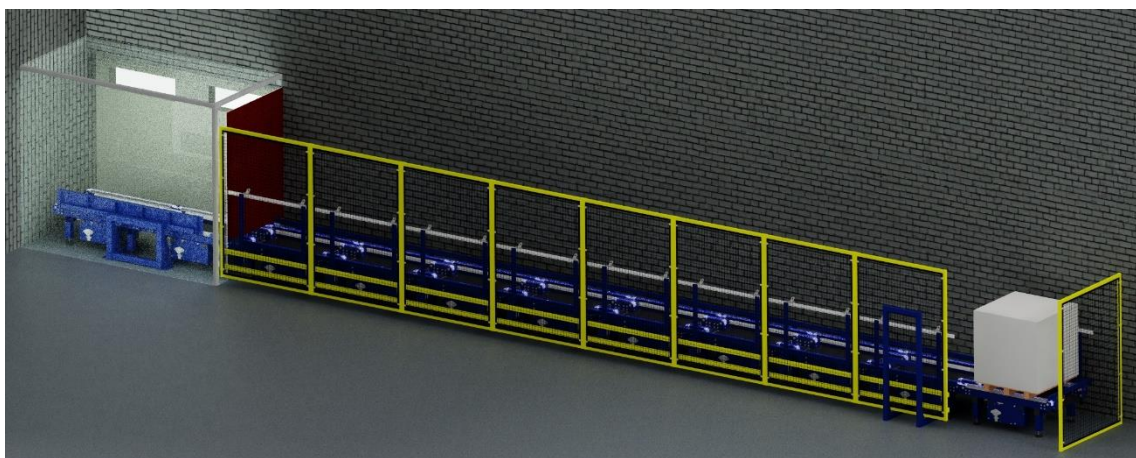
*Obr. 140 Paleta po naložení do nakládacího prostoru [Autor]*

V pohybu je vždy jen segment, po kterém se paleta pohybuje. Segment následující, je-li volný, se rozjede vždy těsně před tím, než na něj paleta najede. Po odjetí palety ze segmentu tratě se daný segment vypne. Paleta takto plynule dojede až na konec řetězové tratě, nebo k poslední paletě, která je v zásobě na řetězové trati. Paleta nikdy nedojede až na místo vykládky. K přemístění na místo vykládky dojde až po zmáčknutí tlačítka, které má obsluha na vysokozdvížném vozíku pro vnitřní prostory. Před zmáčknutím tlačítka musí obsluha vždy ověřit, že se v prostoru, kam paleta najede, nikdo nepohybuje. Během pohybu je poté prostor chráněn optickou závorou, která v případě přerušení paprsku optické závory zastaví pohyb palety.



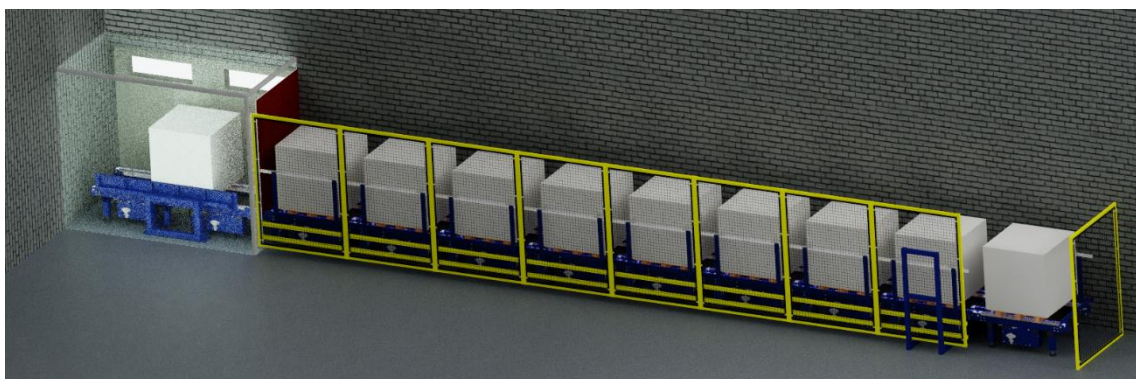


*Obr. 141 Automatické najetí palety do koncové pozice [Autor]*



*Obr. 142 Najetí palety do vykládací pozice po zmáčknutí tlačítka [Autor]*

Postupné nakládání zvenku umožní naložení až 9-ti palet uvnitř v čistém prostoru a jedné palety v nakládací komoře. Systém bude umožňovat obsluhu pouze jedním pracovníkem, kdy si pracovník nejdříve naveze celou zásobu palet z vnějšího skladu venkovním „špinavým“ vysokozdvizným vozíkem, poté přejde do „čistého“ prostoru a „čistým“ vysokozdvizným vozíkem začne rozvážet palety s plechy mezi jednotlivé stroje ve výrobě.



*Obr. 143 Zásoba palet na řetězové trati [Autor]*

## 7. Vybrané návrhové a kontrolní výpočty

### 7.1. Kontrola vhodnosti mazání řetězového převodu

Pro dosažení předpokládané životnosti řetězu je nutné daný řetězový převod vhodně mazat. Norma ISO 10823 udává vztah pro maximální rychlost řetězu, pro kterou je ještě vhodný daný způsob mazání.

$$v = M \cdot t^{-0,56} \quad (3)$$

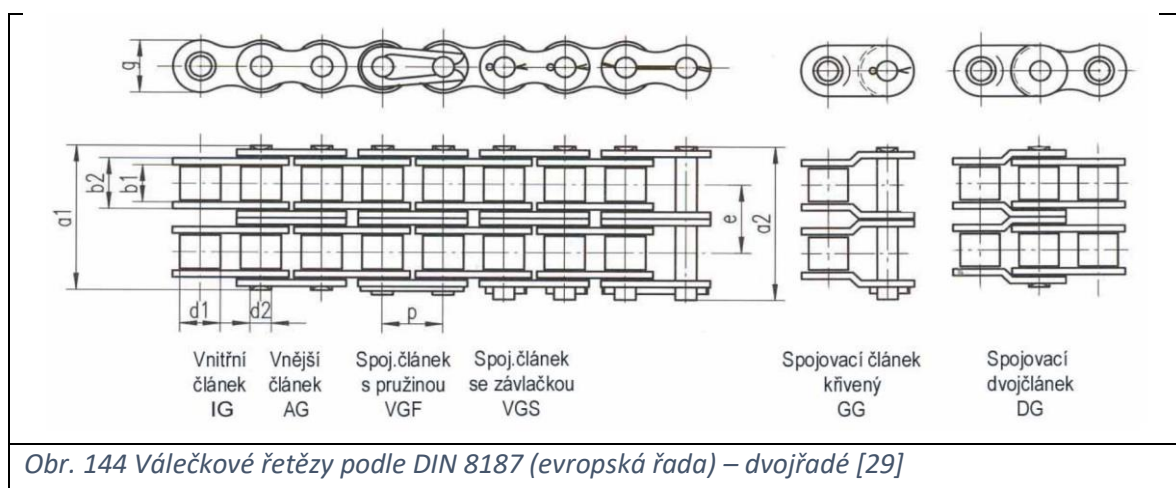
Kde:

- Maximální rychlost řetězu  $v [m \cdot s^{-1}]$
- Rozteč článků řetězu  $t [mm] = p [mm]$
- Způsob mazání  $M$ 
  - Ruční mazání  $M = 2,8$
  - Kapací mazání  $M = 7$
  - Ponorné mazání v olejové lázni  $M = 35$
  - Pro vysoké rychlosti se používá tlakového oběhového mazání [28]

Z dědičnosti konstrukce a zkušeností techniků společnosti STR Praha bylo navrženo použít řetěz 12 B – 2, který má tyto parametry:

tab. 3 Parametry řetězu 12 B – 2 [29]

12 B – 2					
$p$ [mm]	$b_1$ [mm]	$b_2$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_2$ [mm]	$a_1$ [mm]
19,05	11,68	15,62	12,07	5,72	42,2
$a_2$ [mm]	$g$ [mm]	$e$ [mm]	Plocha článku [cm <sup>2</sup> ]	Síla k přetržení [kN]	Hmotnost [kg/m]
46,8	16,1	19,46	1,78	53	2,5



Obr. 144 Válečkové řetězy podle DIN 8187 (evropská řada) – dvojřadé [29]

Vlastní výpočet maximální rychlosti pro ruční mazání řetězu:

$$v = 2,8 \cdot 19,05^{-0,56}$$

$$v = 0,538 [m \cdot s^{-1}]$$

Navrhovaná řetězová trať bude provozována ve spektru rychlostí od  $7 [m \cdot min^{-1}]$  do  $8 [m \cdot min^{-1}]$  dle nastavení frekvenčního měniče, který bude nastaven na místě kvůli synchronizaci jednotlivých segmentů tratě s otevíráním rolovacích vrat a dalších podmínek.

Rychlosti v přepočtu na  $[m \cdot s^{-1}]$  jsou od  $0,11\bar{6} [m \cdot s^{-1}]$  do  $0,1\bar{3} [m \cdot s^{-1}]$ . Tyto hodnoty jsou menší než vypočtená hodnota maximální rychlosti => ruční mazání vyhovuje.

## 7.2. Určení vhodného motoru

### 7.2.1. Výpočet tahové síly dopravního řetězu

Výpočet byl proveden dle [30]

$$T = 9,81 \cdot \frac{(m_n + m_{\dot{\gamma}}) \cdot f_r \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}} [N] \quad (4)$$

Kde:

- Tahová síla dopravního řetězu  $T [N]$
- Hmotnost dopravovaného materiálu  $m_n = 4000 [kg]$
- Hmotnost řetězů  $m_{\dot{\gamma}} [kg]$
- Součinitel tření  $f_r [1]$
- Součinitel provozu  $F_s [1]$
- Součinitel rychlosti  $F_v [1]$

#### 7.2.1.1. Výpočet hmotnosti řetězů:

$$m_{\dot{\gamma}} = \text{počet článků} \cdot p \cdot \text{hmotnost řetězu} \cdot 2 [kg] \quad (5)$$

$$m_{\dot{\gamma}} = 170 \cdot 0,01905 \cdot 2,5 \cdot 2$$

$$m_{\dot{\gamma}} = 16,1925 [kg]$$

#### 7.2.1.2. Výpočet součinitele provozu:

Součinitel provozu je korekční součinitel tahové síly, který se aplikuje na tahovou sílu, která závisí na podmínkách a provozních charakteristikách dopravníku. Součinitel provozu volíme dle hodnot v následující tabulce, přičemž výsledná hodnota součinitele provozu  $F_s$  je součinem těchto jednotlivých hodnot.

tab. 4 Hodnoty pro volbu součinitele provozu [30]

Podmínky provozu	$F_s$
<b>Poloha nákladu</b>	
Vystředěná	1,0
Nevystředěná	1,5
<b>Charakteristiky zatížení materiálem</b>	
Stejnomořné: Výskyt přetížení méně než 5 %	1,0
S mírnými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 5–20 %	1,2
S velkými změnami, kolísáním: Výskyt přetížení 20–40 %	1,5
<b>Frekvence rozběhu – zastavování pod zatížením</b>	
Méně než 5 krát za den	1,0
Od 5krát za den až do 2 krát za hodinu	1,2
Častěji než 2 krát za hodinu	1,5

<b>Pracovní prostředí</b>	
Relativně čisté	1,0
Středně prašné nebo špinavé	1,2
Vlhké, velice špinavé nebo korozivní	1,3
<b>Počet provozních hodin za den</b>	
Do 10	1,0
Do 24	1,2

Byly zvoleny tyto hodnoty:

- Poloha nákladu: Vystředěná -> 1,0
- Charakteristiky zatížení materiálem: Stejnoseměrné -> 1,0
- Frekvence rozběhu: Častěji než 2 krát za hodinu -> 1,5
- Pracovní prostředí: Relativně čisté -> 1,0
- Počet provozních hodin za den: do 10 -> 1,0

$$F_s = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,0$$

$$F_s = 1,5 [1]$$

### 7.2.1.3. Volba součinitele rychlosti

Tento součinitel je korekčním součinitelem, který závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu v poměru k počtu zubů hnacích a vodících kol, a který se aplikuje na tahovou sílu. Volíme jej dle následující tabulky:

tab. 5 Hodnoty součinitele rychlosti [30]

Rychlost $m/min$	Počet zubů ozubeného kola						
	6	7-8	9-10	11-12	13-16	17-20	21-24
3,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
7,5	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7
15	1,4	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8
30	2,0	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,8
60	4,4	2,0	1,4	1,2	1,1	1,0	0,9

Dle této tabulky byla pro rychlosti od 7 do 8  $[m/min]$  a počet zubů hnací řetězky  $z = 18$  zvolena hodnota součinitele rychlosti  $F_v = 0,8 [1]$ .

### 7.2.1.4. Volba součinitele tření $f_r$

Součinitel tření pro (kov – plast mazaný), respektive (kov – polyamid mazaný) volíme dle [31] a [32]  $f_r = 0,08 [1]$ .

### 7.2.1.5. Výpočet tažné síly v dopravním řetězu:

K výpočtu byla použita rovnice (4), tj.:  $T = 9,81 \cdot \frac{(m_n + m_f) \cdot f_r \cdot F_s \cdot F_v}{\text{počet řetězů}}$

$$T = 9,81 \cdot \frac{(4000 + 16,1925) \cdot 0,08 \cdot 1,5 \cdot 0,8}{2}$$

$$T = 1891,14 [N]$$



### 7.2.1.6. Výpočet potřebného výkonu motoru

Potřebný výkon motoru pro pohon jednoho řetězu byl vypočten za pomoci následujícího vztahu, přičemž byla uvažována vyšší z rychlostí tj. 8 [m/min]:

$$P' = T \cdot v [W] \quad (6)$$

$$P' = 1891,14 \cdot 0,1\bar{3}$$

$$P' = 252,15 [W]$$

Výkon potřebný pro pohon obou řetězů vypočítáme dle vztahu:

$$P'' = P' \cdot 2 [W] \quad (7)$$

$$P'' = 252,15 \cdot 2$$

$$P'' = 504,31 [W]$$

Pro získání minimálního potřebného výkonu motoru musíme uvažovat účinnosti. Budeme uvažovat:

- Účinnost řetězového převodu  $\eta_{\dot{r}} = 0,98 [1]$  [33]
- Účinnost ložisek  $\eta_L = 0,98 [1]$  dle [34]
- Počet ložisek  $i_L = 8 [ks]$
- Účinnost šnekové převodovky  $\eta_{př} = 0,82 [1]$  dle dat navržené elektroprevodovky

Výpočet byl proveden dle vztahu:

$$P'_M = \frac{P''}{\eta_{\dot{r}} \cdot \eta_L^{i_L} \cdot \eta_{př}} [W] \quad (8)$$

$$P'_M = \frac{504,31}{0,98 \cdot 0,98^8 \cdot 0,82}$$

$$P'_M = 737,64 [W]$$

Minimální výkon motoru byl tedy vypočten  $P'_M = 737,64 [W]$ .

### 7.2.1.7. Volba motoru

Výpočet výstupních otáček elektroprevodovky:

$$n_i = \frac{1000 \cdot v}{z \cdot p} [min^{-1}] \quad (9)$$

$$n_1 = \frac{1000 \cdot 7}{18 \cdot 19,05}$$

$$n_1 = 20,41 [min^{-1}]$$

$$n_2 = \frac{1000 \cdot 8}{18 \cdot 19,05}$$

$$n_2 = 23,33 [min^{-1}]$$

Byl zvolen převodový motor SEW Eurodrive S57DRU90S4/TF.

tab. 6: Vybraná produktová data převodového motoru SEW S57DRU90S4/TF viz. [Příloha č.1]

SEW Eurodrive S57DRU90S4/TF		
Výkon motoru $P_M$	[kW]	0,75
Jmenovité otáčky motoru $n_{jm}$	[1/min]	1470
Převodový poměr $i$	[1]	67,2
Výstupní otáčky $n_m$	[1/min]	22
Výstupní krouticí moment $M_k$	[Nm]	220
Výstupní hřídel	[mm]	Ø30x60
Pracovní poloha		M3B
Pozice svorkové skříně		0°/2
Napětí	[V]	230/400
Frekvence	[Hz]	50
Třída účinnosti		IE4
Účinnost (50/75/100 % Pn) $\eta_{př}$	[%]	82,3/85,1/85,7

Tento převodový motor při zapojení frekvenčním měničem vyhovuje pro rychlosti mezi 7 a 8 [m/min].

### 7.3. Kontrola hnacího řetězu

Hnací řetěz byl kontrolován pomocí programu MITCALC [35].

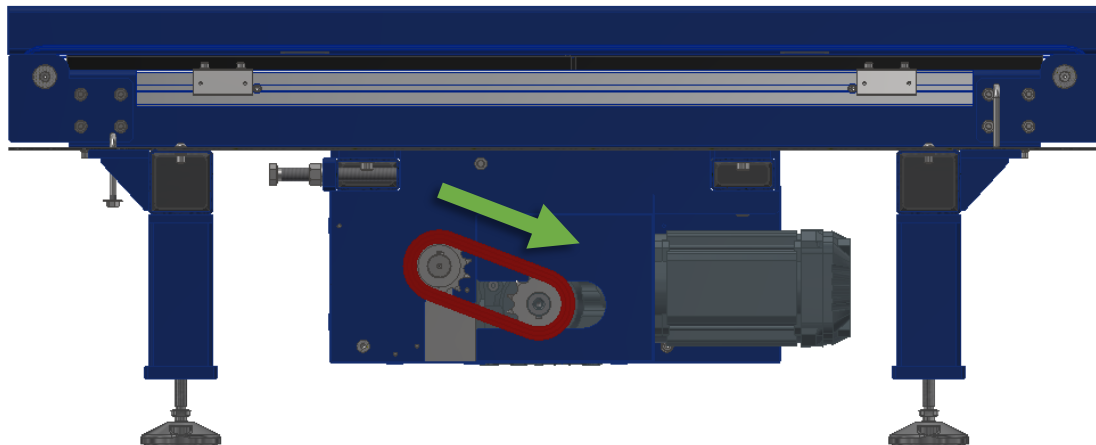
Výpočet přenášeného výkonu:

$$P_{\dot{r}} = P_M \cdot \eta_{př} [W] \quad (10)$$

$$P_{\dot{r}} = 750 \cdot 0,82$$

$$P_{\dot{r}} = 615 [W]$$

Byly provedeny 3 varianty výpočtu.



Obr. 145 Kontrolovaný řetězový převod [Autor]

ZELENĚ SMĚR POHYBU

### 7.3.1. Varianta č.1

Ve variantě č. 1 byl proveden výpočet s řetězem, jenž je preferovanou variantou, a to s řetězem 12 B–2 s řetěžkami s 12-ti zuby. Tato varianta se v konstrukcích STR Praha používá a je ozkoušená a funkční. Při výpočtu vyšlo najevo, že řetěz nevyhovuje z hlediska návrhového výkonu, statického a dynamického koeficientu bezpečnosti a tlaku v kloubu řetězu viz následující tabulka:

tab. 7: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.1 [35]

		Řet. kolo 1	Řet. kolo 2	
Typ řetězu		12 B-2		
Počet zubů řetězového kola		12	12	
Skutečná osová vzdálenost	C	133,55		[mm]
Počet článků řetězu	X	26		
Délka řetězu	$L_f$	495,3		[mm]
Rychlost řetězu / max.	V	0,08	<7,97	[m/s]
Návrhový výkon / tabulkový	$P_p$	1,02	<0,5	[kW]
Tahová síla / odstředivá síla	$F_u / F_c$	7253,6	0	[N]
Síla přetržení (tabulka) / Síla na řetěz	$F_B / F_r$	57800	7253,6	[N]
Stat. koef. bezp. proti přetržení	$S_B$	7,97	>10,76	
Dynam. koef. bezp. proti přetržení	$S_D$	7,97	>10,27	
Tlak v kloubu řetězu vypočtený / dovolený	P	40,52	<18,74	[MPa]
Míra bezpečnosti kloubu řetězu	$S_p$	0,46	>1	

Ve výsledcích vidíme, že řetěz je vůči přetržení dostatečný, nicméně tlaky v kloubech řetězu jsou vysoké.

### 7.3.2. Varianta č.2

Ve variantě č.2 byly provedeny modifikace v podobě počtu zubů řetězek a úpravy osové vzdálenosti. Tato varianta by vedla k úplnému přepracování pohonu řetězové tratě, jelikož by byl problém vejít se s danou délkou řetězu, řetěžkami a elektropřevodovkou pod dopravník.

tab. 8: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.2 [35]

		Řet. kolo 1	Řet. kolo 2	
Typ řetězu		12 B-2		
Počet zubů řetězového kola		25	25	
Skutečná osová vzdálenost	C	219,08		[mm]
Počet článků řetězu	X	48		
Délka řetězu	$L_f$	914,4		[mm]
Rychlost řetězu / max.	V	0,18	<15,32	[m/s]
Návrhový výkon / tabulkový	$P_p$	0,99	<1,1	[kW]
Tahová síla / odstředivá síla	$F_u / F_c$	3512,6	0,1	[N]
Síla přetržení (tabulka) / Síla na řetěz	$F_B / F_r$	57800	3512,6	[N]
Stat. koef. bezp. proti přetržení	$S_B$	16,45	>10,76	
Dynam. koef. bezp. proti přetržení	$S_D$	16,45	>10,27	
Tlak v kloubu řetězu vypočtený / dovolený	P	19,62	<20,26	[MPa]
Míra bezpečnosti kloubu řetězu	$S_p$	1,03	>1	

Tato varianta výsledkově vychází, ovšem jak již bylo zmíněno, při jejím použití vznikl problém s její zástavbou.

### 7.3.3. Varianta č.3

V této variantě byl proveden výpočet s volbou třířadého řetězu 12 B-3. U této varianty by bylo možné zachovat stávající konstrukci pouze s malými modifikacemi. Nevýhodou by byla nutnost nákupu rozdílných dílů od zbytku konstrukce.

tab. 9: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.3 [35]

		Řet. kolo 1	Řet. kolo 2	
Typ řetězu		12 B-3		
Počet zubů řetězového kola		18	18	
Skutečná osová vzdálenost	C	170		[mm]
Počet článků řetězu	X	36		
Délka řetězu	$L_f$	685,8		[mm]
Rychlost řetězu / max.	V	0,13	<11,78	[m/s]
Návrhový výkon / tabulkový	$P_p$	1,01	<1,14	[kW]
Tahová síla / odstředivá síla	$F_u / F_c$	4866,6	0,1	[N]
Síla přetržení (tabulka) / Síla na řetěz	$F_B / F_r$	86700	4866,7	[N]
Stat. koef. bezp. proti přetržení	$S_B$	17,81	>10,81	
Dynam. koef. bezp. proti přetržení	$S_D$	17,81	>10,27	
Tlak v kloubu řetězu vypočtený / dovolený	P	18,16	<19,3	[MPa]
Míra bezpečnosti kloubu řetězu	$S_p$	1,06	>1	

Tato varianta opět výsledkově vychází, je zde však zmíněný problém s rozdílnými díly a malými úpravami konstrukce.

### 7.3.4. Zhodnocení kontroly řetězu

Výsledky kontroly řetězu byly konzultovány s techniky a inženýry z STR Praha. Ti rozhodli o zachování původně navrhnuté varianty č.1, která je z hlediska konstrukce a prostorové náročnosti nejvýhodnější. Tato varianta je již na obdobných strojích ozkoušena a funguje bez problémů. V režimu, ve kterém bude řetězová trať provozována, se opotřebení řetězu projeví až po dlouhé době. S řetězem je počítáno jako se spotřebním náhradním dílem, u kterého se počítá s tím, že jej je třeba občas napnout a posléze vyměnit. V budoucích konstrukcích je vhodné konstrukci pohonu upravit nejlépe na variantu č.3, jež je z prostorových důvodů vhodnější než varianta č.2.

Detailní výpočtové listy z programu MITCalc jsou uvedeny v přílohách jako přílohy č.2 až č.4.



## 7.4. Kontrola hnací hřídele

Hnací hřídel byla kontrolována pomocí programu MITCalc a to ve 4 variantách pomocí pluginu hřídel a ve 2 variantách pomocí pluginu nosník.

- Roztečný průměr řetězky 12 zubů:  $D_{p12} = 73,603548 \text{ [mm]}$
- Přenášený výkon:  $P_h = P_f \cdot \eta_f = 602,7 \text{ [W]}$
- Tahová síla v hnací řetězce:

$$F_{u12} = \frac{P_h}{\frac{\pi \cdot D_{p12} \cdot n}{60000}} \text{ [N]} \quad (11)$$

$$F_{u12} = \frac{602,7}{\frac{\pi \cdot 73,603548 \cdot 22}{60000}}$$

$$F_{u12} = 7108,46 \text{ [N]}$$

- Roztečný průměr hnaných řetězek:  $D_{p18} = 109,704578 \text{ [mm]}$
- Tahová síla v hnaných řetěžkách:

$$F_{u18} = \frac{P_h}{\frac{\pi \cdot D_{p18} \cdot n}{60000}} \text{ [N]} \quad (12)$$

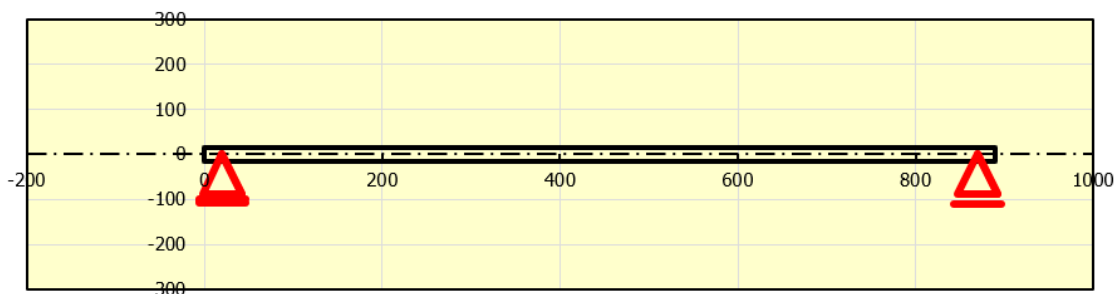
$$F_{u18} = \frac{602,7}{\frac{\pi \cdot 109,704578 \cdot 22}{60000}}$$

$$F_{u18} = 2384,65 \text{ [N]}$$

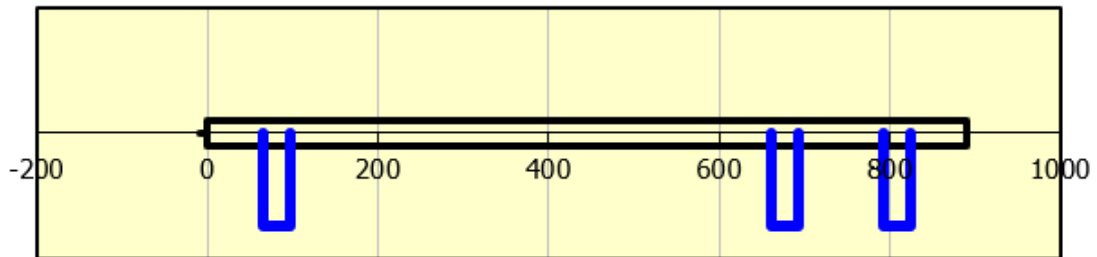
- Délka hřídele:  $L_h = 890 \text{ [mm]}$

### 7.4.1. Výpočet pomocí pluginu hřídel

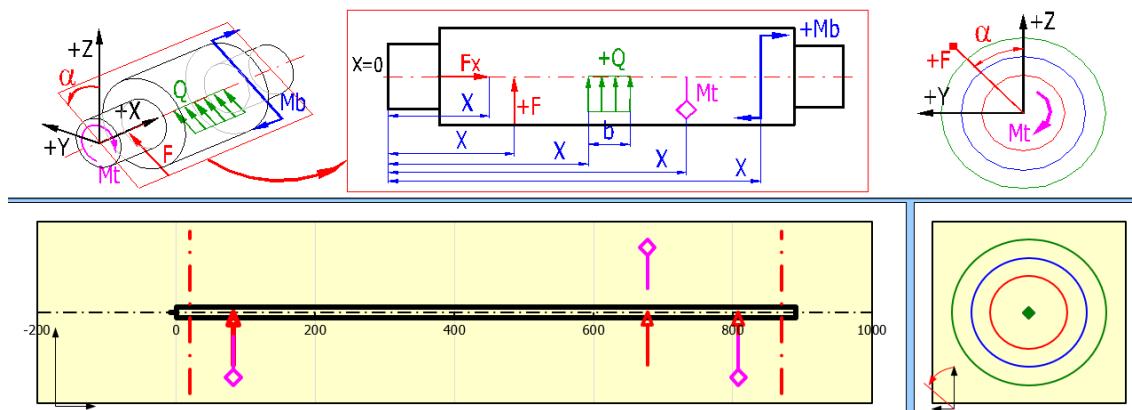
Ve výpočtu budeme respektovat vruby od drážek pro pera, zploštění pro axiální pojištění stavěcími šrouby zanedbáme.



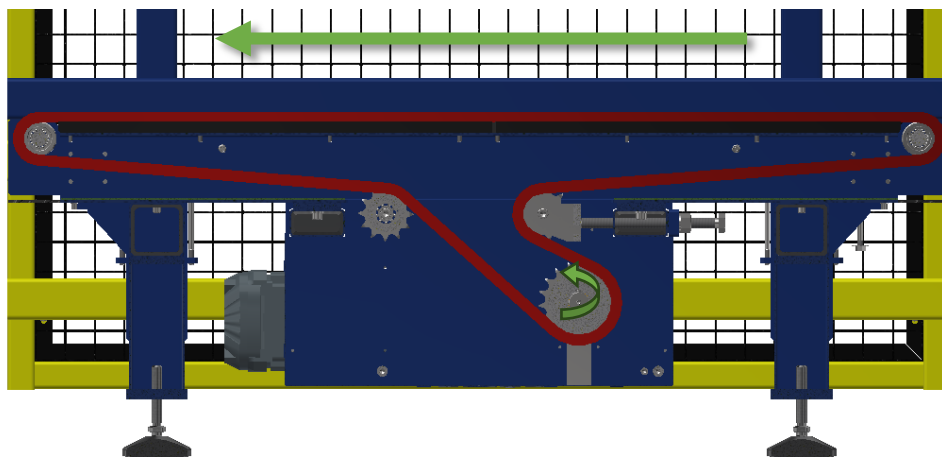
Obr. 146 Zadaná hřídel do programu MITCalc [36]



Obr. 147 Zadání vrubů na hřídeli [36]

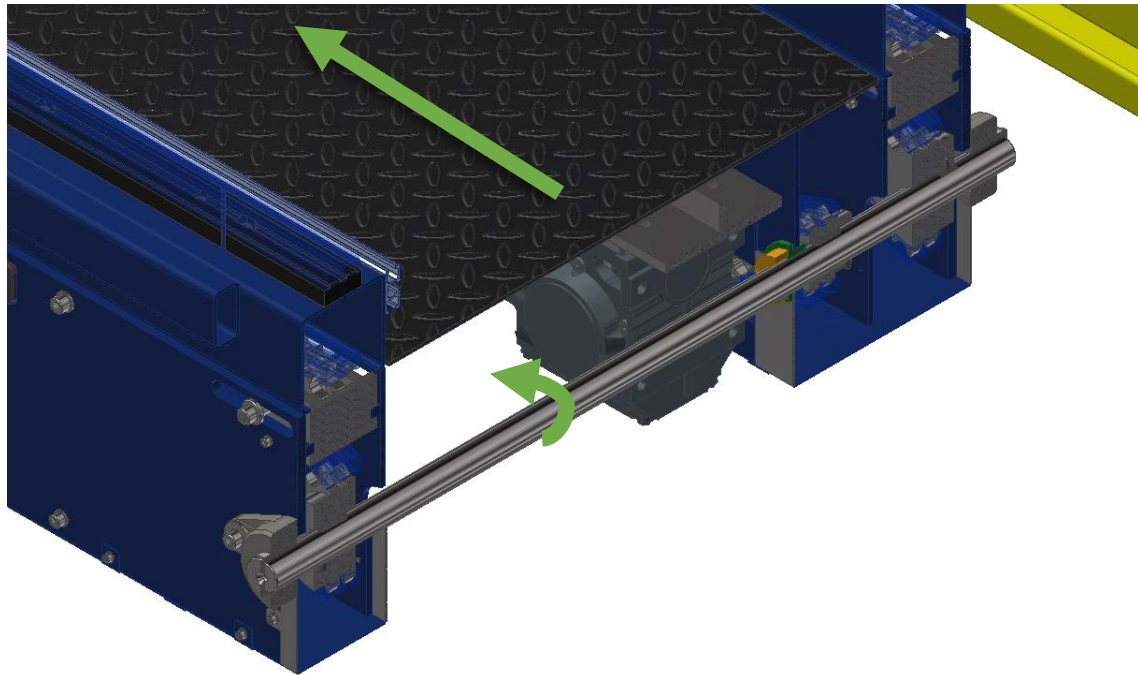


Obr. 148 Zadané zatížení na hřídeli [36]



Obr. 149 Vedení tažného řetězu řetězovou tratí [Autor]

**ZELENĚ SMĚR POHYBU A OTÁČENÍ**



Obr. 150 Zobrazení kontrované hřídele v řezu [Autor]

*ZELENĚ SMĚŘ POHYBU A OTÁČENÍ*

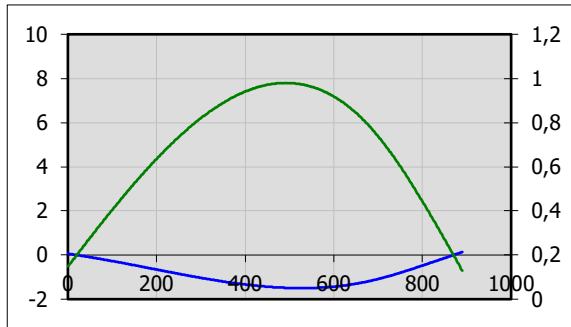
#### 7.4.1.1. Varianta č. 1

Varianta č.1 spočívá ve výpočtu hřídele navržené z dědičnosti konstrukce o průměru 30 mm, která se v STR Praha běžně používá v obdobných aplikacích.

- Průměr hřídele  $\varnothing D_a = 30$  [mm]

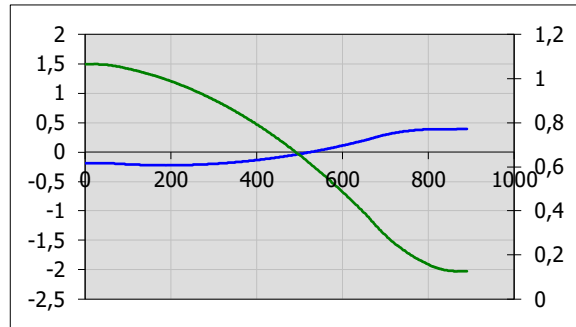
tab. 10: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.1 [36]

Materiál	Cementovaná ocel		
Mez pevnosti v tahu:	$R_m$	1200	[MPa]
Mez kluzu v tahu	$R_e$	720	[MPa]
Maximální průhyb	$y$	7,9362	[mm]
Maximální zkroucení	$\varphi$	0,7026	[°]
Naklonění v R1	$\vartheta$	1,5037	[°]
Naklonění v R2	$\vartheta$	2,0626	[°]
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	465,1	[MPa]
Max. napětí ve stříhu	$\tau_s$	10,1	[MPa]
Max. napětí v krutu	$\tau_t$	26	[MPa]
Max. redukované napětí	$\sigma_r$	467,7	[MPa]
Min. statická bezpečnost	$S_{FST}$	2	[1]
Min. dynamická bezpečnost	$S_{FD}$	0,35	[1]



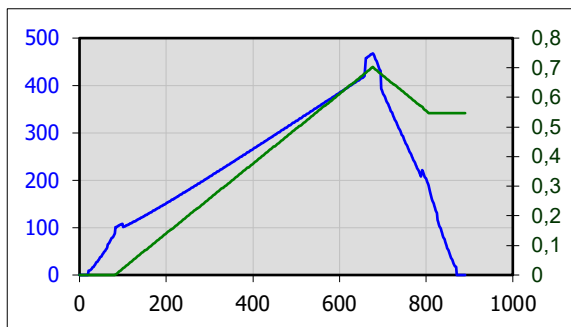
Obr. 151 Průhyb [mm] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



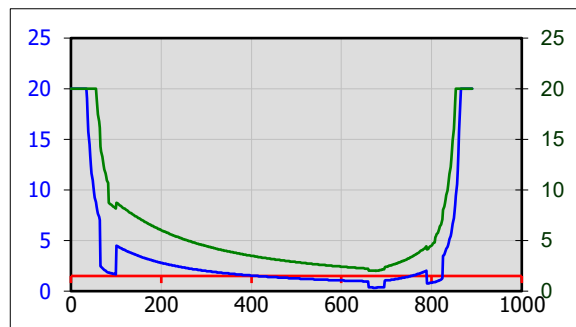
Obr. 152 Ohybový úhel [°] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



Obr. 153 Redukované napětí, úhel zkroucení [36]

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ, ÚHEL ZKROUCENÍ



Obr. 154 Dynamická bezp., statická bezp. [36]

DYNAMICKÁ BEZPEČNOST, STATICKÁ  
BEZPEČNOST, MINIMÁLNÍ BEZPEČNOST

Při tomto výpočtu vyšlo, že se hřídel prohne o 7,9 [mm] a bude mít minimální dynamickou bezpečnost 0,35. Tato varianta byla konzultována s techniky v STR Praha, je jimi preferovaná, jelikož při obdobných aplikacích funguje s podpěrou z kluzného plastu, která je umístěna jako těsnící kroužek v desce u motoru. MITCalc ovšem v pluginu hřídel neumí aplikovat třetí podpěru, takže provedeme výpočet pomocí pluginu nosník, který třetí podpěru umožňuje. Dále propočítáme další varianty v pluginu hřídel, kde budeme postupně zvyšovat průměr hřídele. Takto zjistíme, na jak velký průměr hřídele bychom museli jít, abychom mohli aplikovat hřídel pouze ve dvou krajních podporách / ložiskách a tím jsme dosáhli na dostatečnou minimální dynamickou bezpečnost.

Detailní výpočtový list je uveden v přílohách jako příloha č. 5.

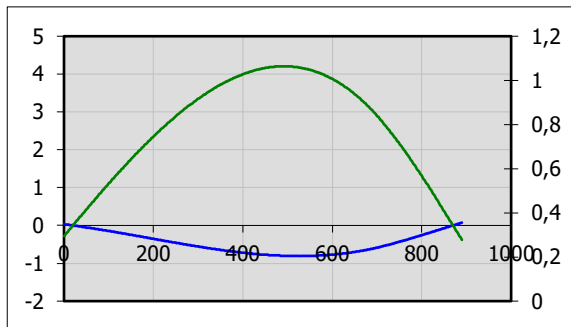


### 7.4.1.2. Varianta č. 2

- Průměr hřídele  $\varnothing D_a = 35$  [mm]

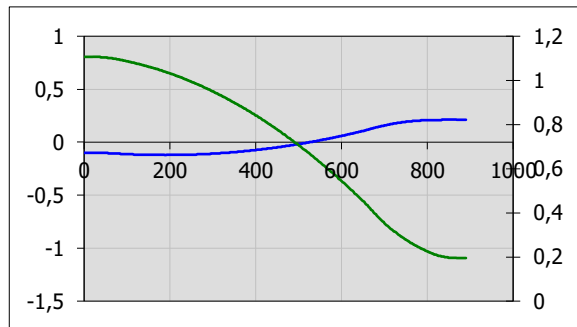
tab. 11: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.2 [36]

Materiál	Cementovaná ocel		
Mez pevnosti v tahu:	$R_m$	1200	[MPa]
Mez kluzu v tahu	$R_e$	720	[MPa]
Maximální průhyb	$y$	4,2807	[mm]
Maximální zkroucení	$\varphi$	0,3793	[°]
Naklonění v R1	$\vartheta$	0,8114	[°]
Naklonění v R2	$\vartheta$	1,1136	[°]
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	292,9	[MPa]
Max. napětí ve stříhu	$\tau_s$	7,4	[MPa]
Max. napětí v krutu	$\tau_t$	16,4	[MPa]
Max. redukované napětí	$\sigma_r$	294,6	[MPa]
Min. statická bezpečnost	$S_{FST}$	3,17	[1]
Min. dynamická bezpečnost	$S_{FD}$	0,51	[1]



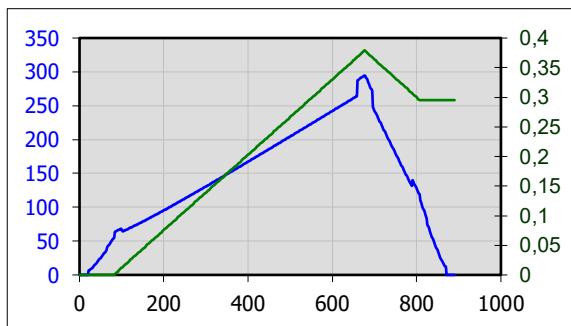
Obr. 155 Průhyb [mm] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



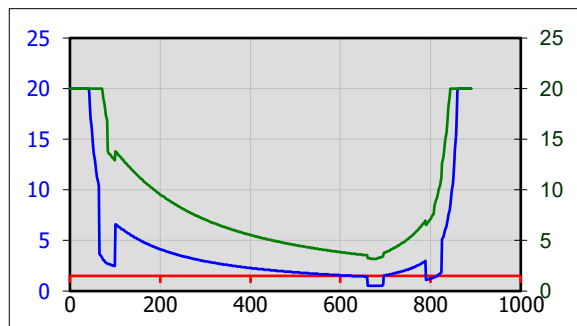
Obr. 156 Ohybový úhel [°] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



Obr. 157 Redukované napětí, úhel zkroucení [36]

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ, ÚHEL ZKROUCENÍ



Obr. 158 Dynamická bezp., statická bezp. [36]

DYNAMICKÁ BEZPEČNOST, STATICKÁ  
BEZPEČNOST, MINIMÁLNÍ BEZPEČNOST

Tato varianta je stále nevhodná kvůli průhybu hřídele a minimální dynamické bezpečnosti.

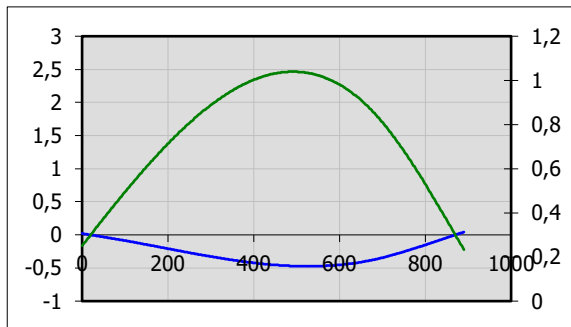
Detailní výpočtový list je uveden v přílohách jako příloha č.6.

### 7.4.1.3. Varianta č. 3

- Průměr hřídele  $\varnothing D_a = 40$  [mm]

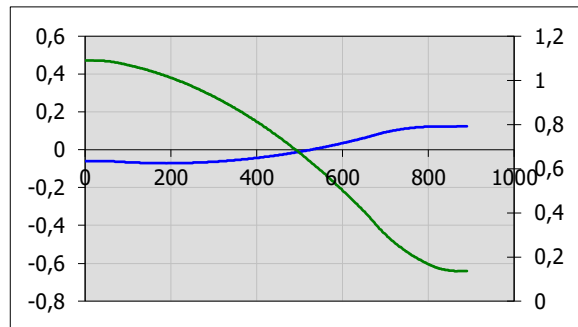
tab. 12: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.3 [36]

Materiál	Cementovaná ocel		
Mez pevnosti v tahu:	$R_m$	1200	[MPa]
Mez kluzu v tahu	$R_e$	720	[MPa]
Maximální průhyb	$y$	2,5088	[mm]
Maximální zkroucení	$\varphi$	0,2223	[°]
Naklonění v R1	$\vartheta$	0,4756	[°]
Naklonění v R2	$\vartheta$	0,6528	[°]
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	196,2	[MPa]
Max. napětí ve stříhu	$\tau_s$	5,7	[MPa]
Max. napětí v krutu	$\tau_t$	11,0	[MPa]
Max. redukované napětí	$\sigma_r$	197,4	[MPa]
Min. statická bezpečnost	$S_{FST}$	4,72	[1]
Min. dynamická bezpečnost	$S_{FD}$	0,77	[1]



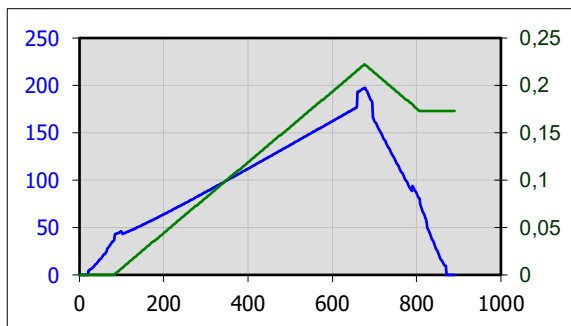
Obr. 159 Průhyb [mm] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



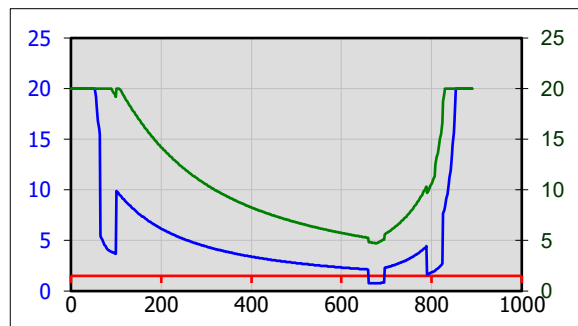
Obr. 160 Ohybový úhel [°] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



Obr. 161 Redukované napětí, úhel zkroucení [36]

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ, ÚHEL ZKROUCENÍ



Obr. 162 Dynamická bezp., statická bezp. [36]

DYNAMICKÁ BEZPEČNOST, STATICKÁ  
BEZPEČNOST, MINIMÁLNÍ BEZPEČNOST

Tato varianta stále v jednom místě z hlediska dynamické bezpečnosti nevyhovuje. V zobrazených výpočtech provedeme skok až na vyhovující průměr. Průhyb hřídele se již blíží k akceptovatelným hodnotám pro tuto aplikaci.

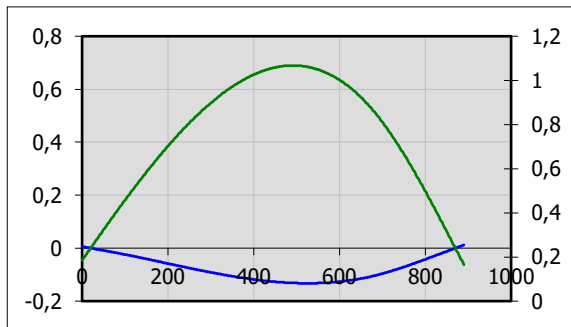
Detailní výpočtový list je uveden v přílohách jako příloha č.7.

#### 7.4.1.4. Varianta č. 4

- Průměr hřídele  $\varnothing D_a = 55 [mm]$

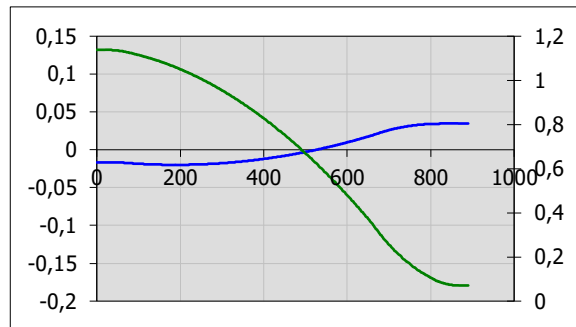
tab. 13: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.4 [36]

Materiál	Cementovaná ocel		
Mez pevnosti v tahu:	$R_m$	1200	[MPa]
Mez kluzu v tahu	$R_e$	720	[MPa]
Maximální průhyb	$y$	0,7018	[mm]
Maximální zkroucení	$\varphi$	0,0622	[°]
Naklonění v R1	$\vartheta$	0,1330	[°]
Naklonění v R2	$\vartheta$	0,1826	[°]
Max. napětí v ohybu	$\sigma_e$	75,5	[MPa]
Max. napětí ve stříhu	$\tau_s$	3	[MPa]
Max. napětí v krutu	$\tau_t$	4,2	[MPa]
Max. redukované napětí	$\sigma_r$	76	[MPa]
Min. statická bezpečnost	$S_{FST}$	12,24	[1]
Min. dynamická bezpečnost	$S_{FD}$	1,77	[1]



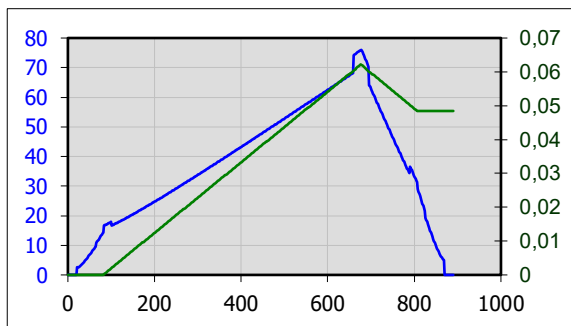
Obr. 163 Průhyb [mm] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



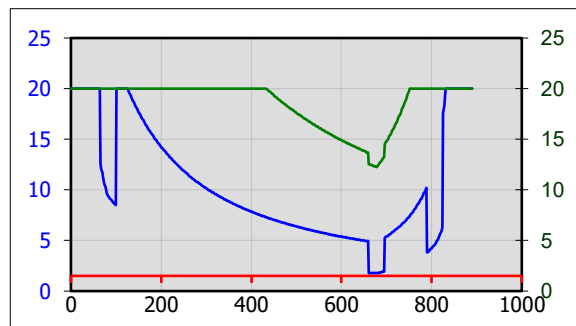
Obr. 164 Ohybový úhel [°] [36]

ROVINA XZ, ROVINA XY



Obr. 165 Redukované napětí, úhel zkroucení [36]

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ, ÚHEL ZKROUCENÍ



Obr. 166 Dynamická bezp., statická bezp. [36]

DYNAMICKÁ BEZPEČNOST, STATICKÁ  
BEZPEČNOST, MINIMÁLNÍ BEZPEČNOST

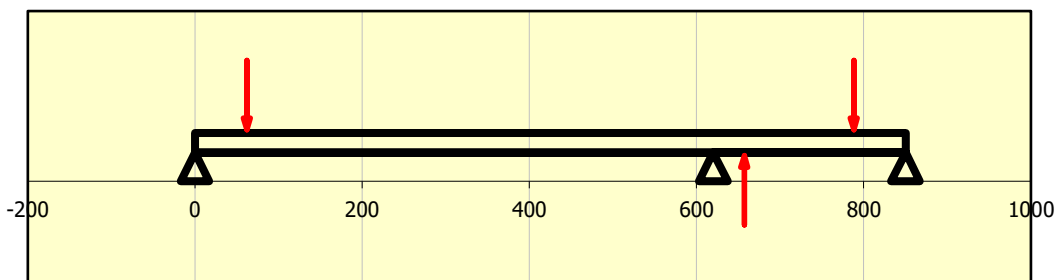
Tato varianta je již vhodná z hlediska minimální dynamické bezpečnosti, ovšem hřídel průměru 55 [mm] je již pro konstrukci velmi velká. Průhyb hřídele je již v akceptovatelných hodnotách pro tuto aplikaci.

Detailní výpočtový list je uveden v přílohách jako příloha č.8.

## 7.4.2. Výpočet hřídele pomocí pluginu nosník

### 7.4.2.1. Výpočet hřídele jako nosníku – varianta č.1 – zatížení v maximálních hodnotách

Výpočet provedeme pomocí modulu pro výpočet nosníku v programu MITCalc. Budeme uvažovat nosník s podporou na každém konci a jednou podporou mezi. Jelikož v modulu nosník nelze zadávat zatížení ve více směrech, ve variantě č.1 budeme zadávat zatížení v maximálních hodnotách, ve variantě č.2 jej rozložíme do složek a poté sečteme deformace pomocí Pythagorovy věty.



Obr. 167 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37]

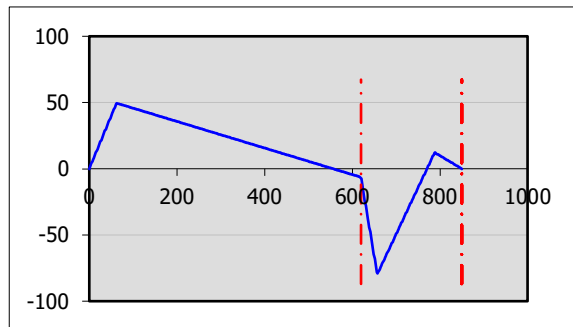
tab. 14 Zadané zatížení pro výpočet nosníku

Zatížení nosníku	a [mm]	F [N]
Síla $F_1$	62	2193,8
Síla $F_2$	657	5511,9
Síla $F_3$	788	2139,8

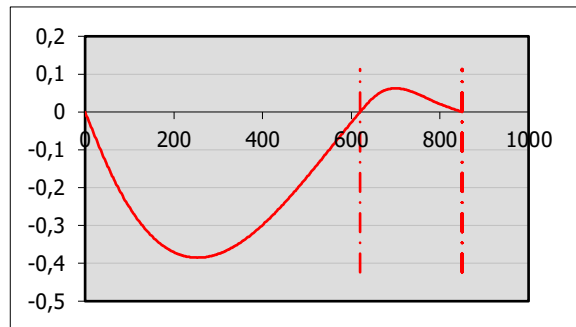
tab. 15 Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku [37]

Číslo podpory zleva	$R_1$	$R_2$	$R_3$	
Reakce v podporách	2118,78	-4982,22	524,34	[N]
Ohybový moment Min. / Max.	$M_o$	-211,10	131,35	[Nm]
Průhyb nosníku Min. / Max.	$y$	-0,385	0,062	[mm]
Ohybové napětí Min. / Max.	$\sigma_b$	-79,6	49,6	[MPa]
Relativní průhyb nosníku Max.	$y'$	0,062		[%]

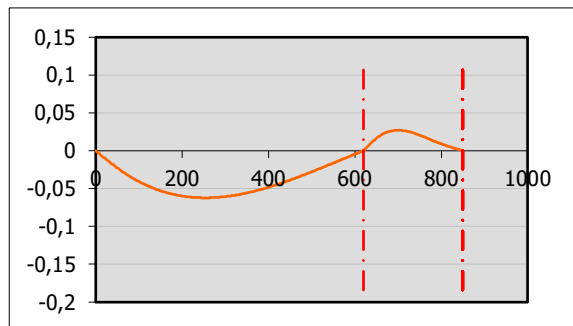




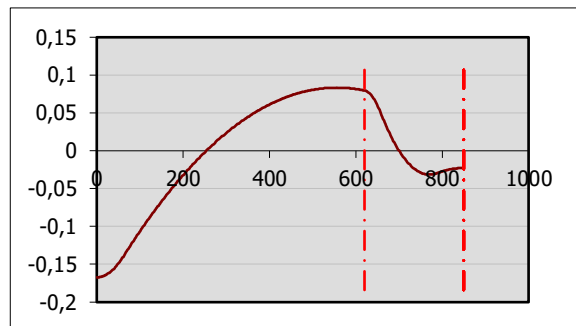
Obr. 168 Ohybové napětí [MPa] [37]



Obr. 169 Průhyb nosníku [mm] [37]



Obr. 170 Relativní průhyb nosníku [%] [37]

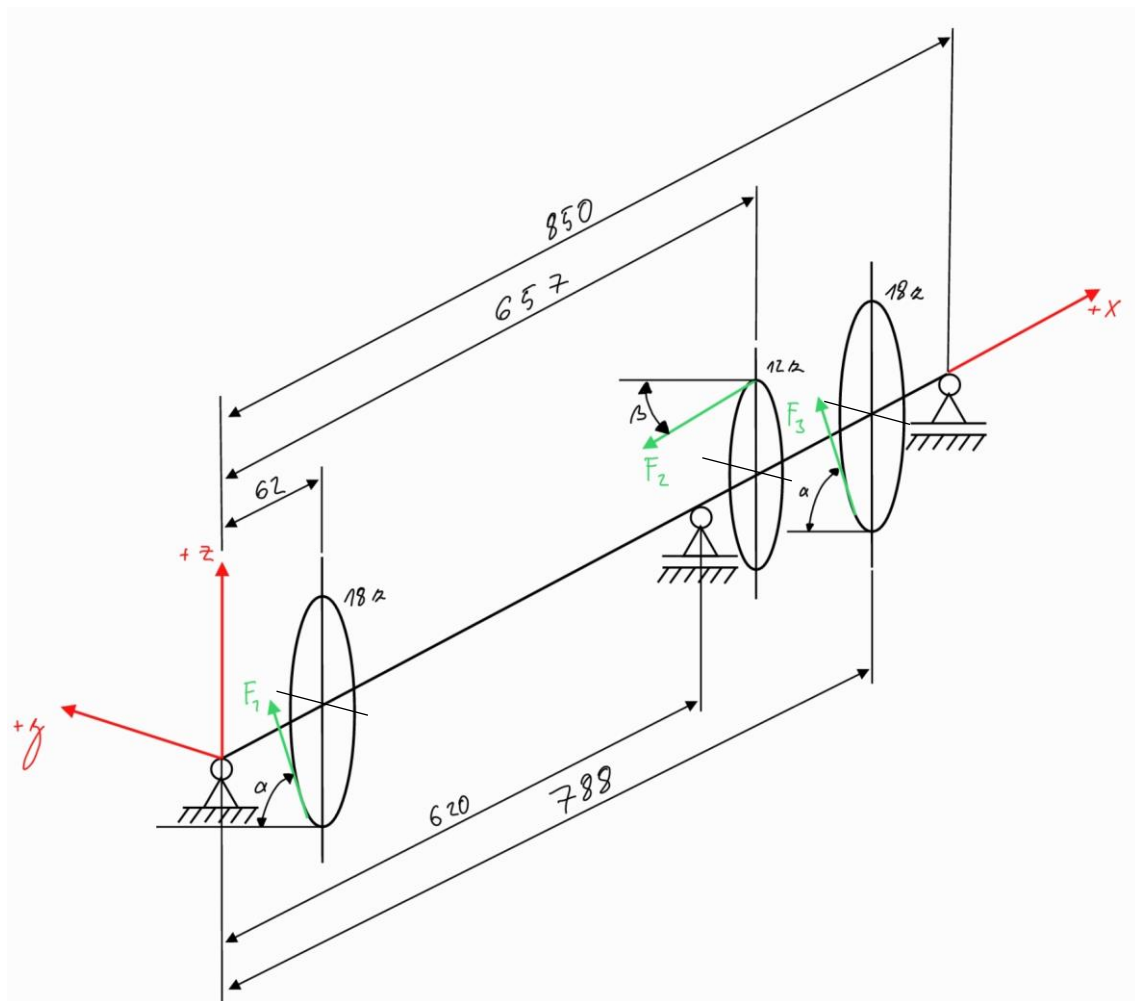


Obr. 171 Natočení [°] [37]

Výsledky výpočtu s podepřením mezi ložisky jsou v rámci průhybu mnohem příznivější než výsledky při výpočtu bez podepření. Pro porovnání ještě provedeme výpočet po složkách ve dvou rovinách.

Detailní výpočtový list je umístěn v přílohách jako příloha č.9.

### 7.4.2.2. Výpočet hřídele jako nosníku – varianta č.2 – zatížení v jednotlivých rovinách

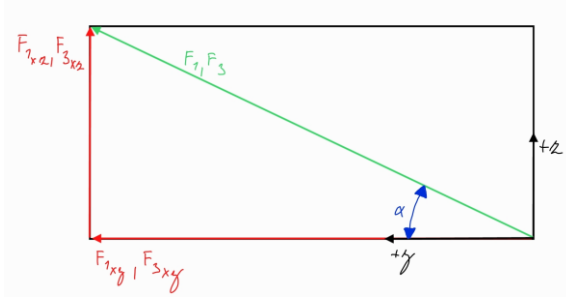


Obr. 172 Silové působení na hřídeli [Autor]

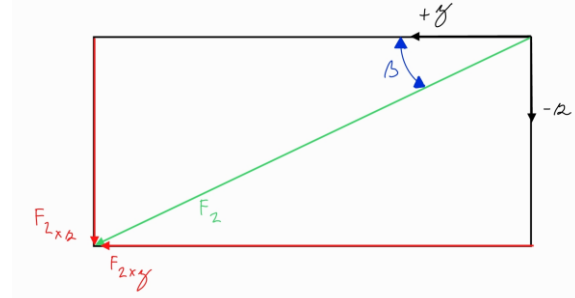
Kde:

- $\alpha = 42^\circ$
- $\beta = 21^\circ$
- $F_1 = 2384,65 \text{ [N]}$
- $F_2 = 7108,46 \text{ [N]}$
- $F_3 = 2384,65 \text{ [N]}$

Jednotlivé síly působící v rovinách byly vypočteny pomocí grafické metody a ověřeny výpočtem.



Obr. 173 Rozložení sil  $F_1$  a  $F_3$  grafickou metodou [Autor]



Obr. 174 Rozložení síly  $F_2$  grafickou metodou [Autor]

Ověřovací výpočty sil byly provedeny dle vzorců:

$$F_{i_{xy}} = F_i \cdot \cos(\gamma) \quad [N] \quad (13)$$

$$F_{i_{xz}} = F_i \cdot \sin(\gamma) \quad [N] \quad (14)$$

Kde  $\gamma = \alpha$  pro  $F_1$  a  $F_3$ , a  $\gamma = \beta$  pro  $F_2$

tab. 16 Výsledky výpočtu rozložení sil grafickou metodou

	$F_1$ [N]	$F_2$ [N]	$F_3$ [N]
Vektor	2384,65	7108,46	2384,65
Rovina xy	1772,14	6636,32	1772,14
Rovina xz	1595,64	-2547,44	1595,64

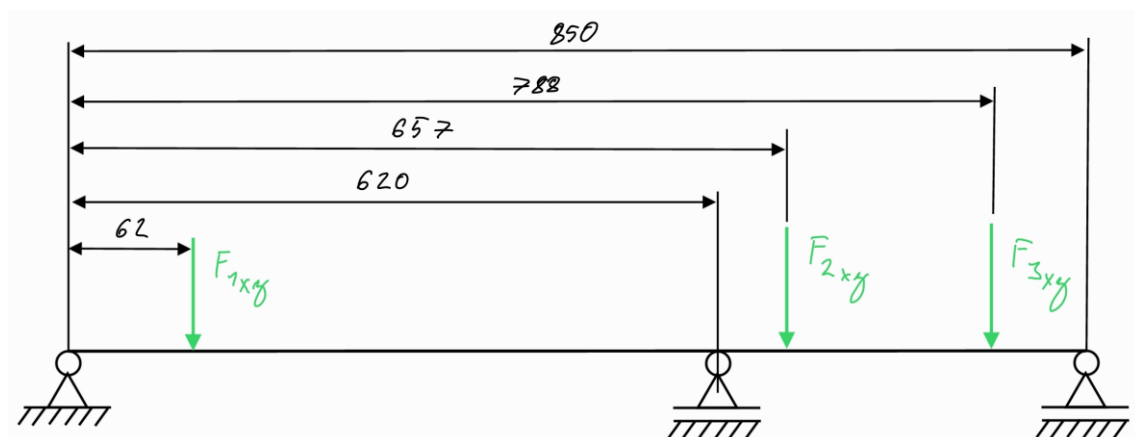
$$F_{1_{xy}} = F_{3_{xy}} = 2384,65 \cdot \cos(42^\circ) = 1772,14 \quad [N]$$

$$F_{1_{xz}} = F_{3_{xz}} = 2384,65 \cdot \sin(42^\circ) = 1595,64 \quad [N]$$

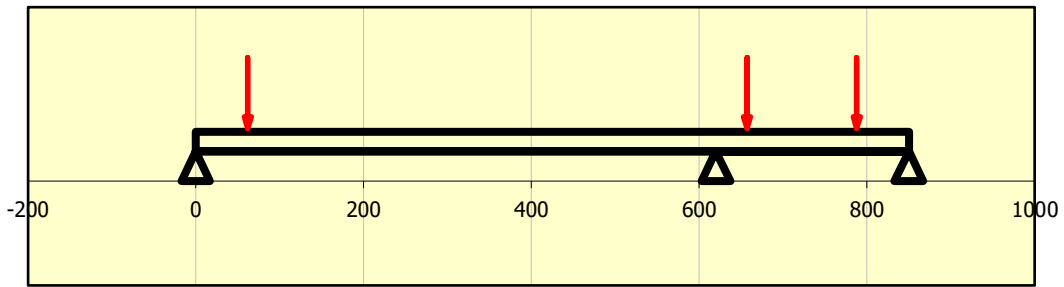
$$F_{2_{xy}} = 7108,46 \cdot \cos(-21^\circ) = 6636,32 \quad [N]$$

$$F_{2_{xz}} = 7108,46 \cdot \sin(-21^\circ) = -2547,44 \quad [N]$$

#### 7.4.2.2.1. Výpočet nosníku v rovině XY



Obr. 175 Silové působení na hřídeli v rovině XY [Autor]



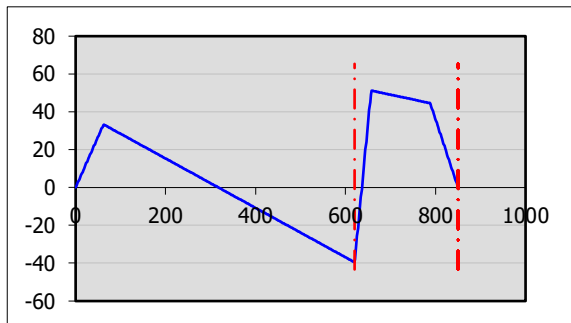
Obr. 176 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37]

tab. 17 Zadané zatížení pro výpočet nosníku

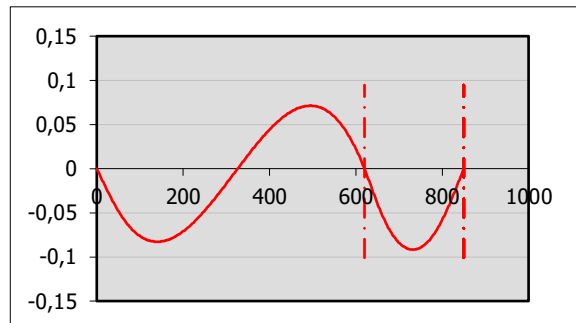
Zatížení nosníku	a [mm]	F [N]
Síla $F_1$	62	1772,1
Síla $F_2$	657	6636,3
Síla $F_3$	788	1772,1

tab. 18 Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku v rovině XY [37]

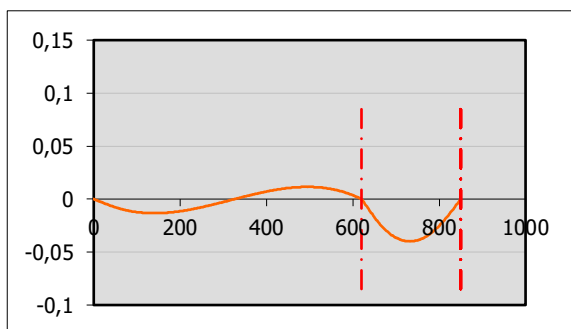
Číslo podpory zleva	$R_1$	$R_2$	$R_3$	
Reakce v podporách	1426,04	6847,89	1906,69	[N]
Ohybový moment Min. / Max.	$M_o$	-104,72	135,83	[Nm]
Průhyb nosníku Min. / Max.	$y$	-0,092	0,071	[mm]
Ohybové napětí Min. / Max.	$\sigma_b$	-39,5	51,2	[MPa]
Relativní průhyb nosníku Max.	$y'$	0,040		[%]



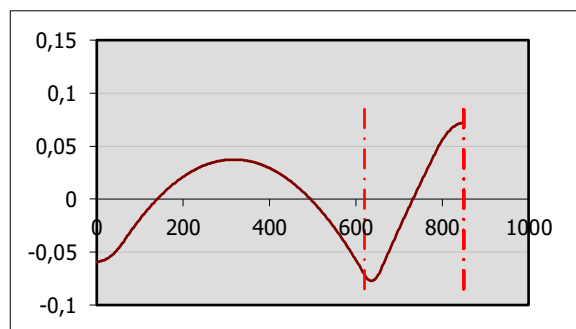
Obr. 177 Ohybové napětí [MPa] [37]



Obr. 178 Průhyb nosníku [mm] [37]



Obr. 179 Relativní průhyb nosníku [%] [37]

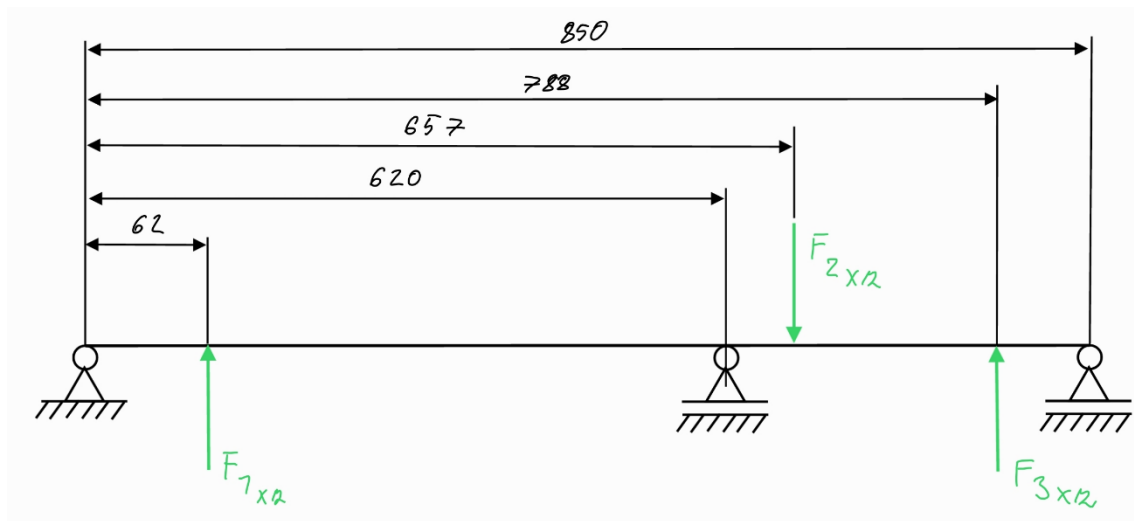


Obr. 180 Natočení [°] [37]

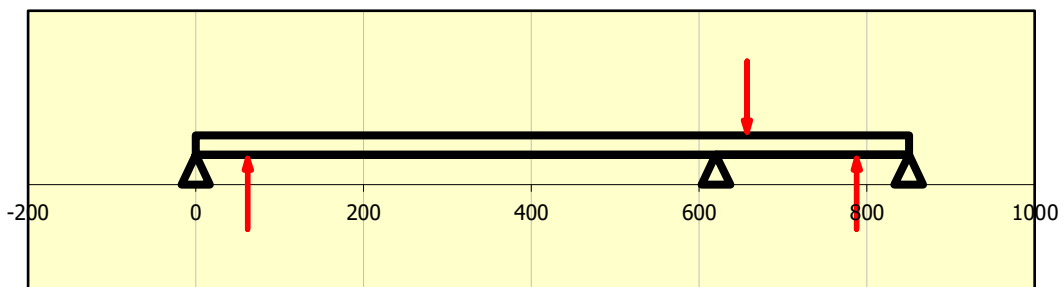
Detailní výpočtový list je umístěn v přílohách jako příloha č.10.



7.4.2.2. Výpočet nosníku v rovině XZ



Obr. 181 Silové působení na hřídeli v rovině XZ [Autor]



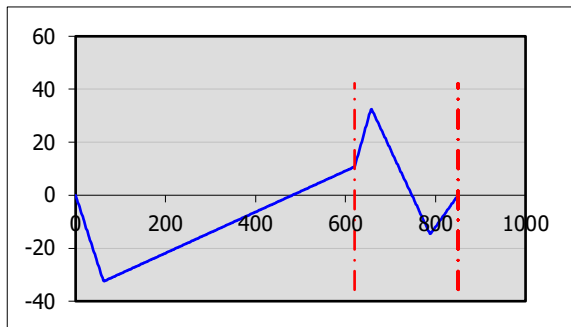
Obr. 182 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37]

tab. 19 Zadané zatížení pro výpočet nosníku

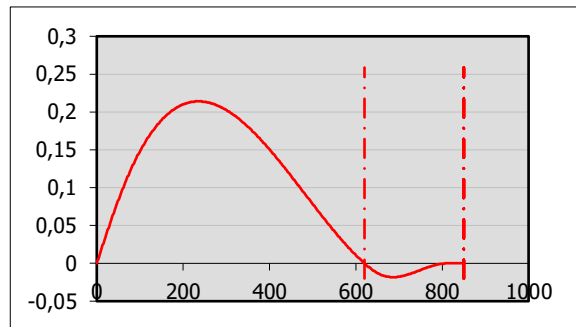
Zatížení nosníku	a [mm]	F [N]
Síla $F_1$	62	-1595,64
Síla $F_2$	657	2547,44
Síla $F_3$	788	-1595,64

tab. 20 Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku v rovině XZ [37]

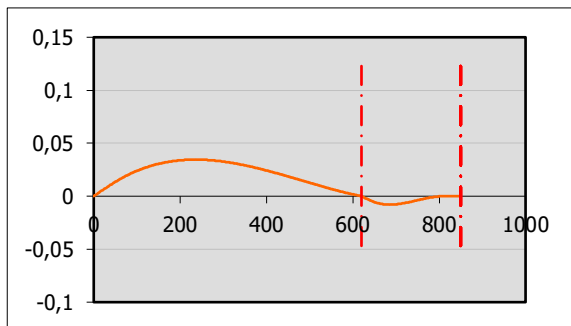
Číslo podpory zleva	$R_1$	$R_2$	$R_3$	
Reakce v podporách	-1390,19	1378,35	-632,00	[N]
Ohybový moment Min. / Max.	$M_o$	-86,18	87,00	[Nm]
Průhyb nosníku Min. / Max.	$y$	-0,018	0,214	[mm]
Ohybové napětí Min. / Max.	$\sigma_b$	-32,5	32,8	[MPa]
Relativní průhyb nosníku Max.	$y'$	0,035		[%]



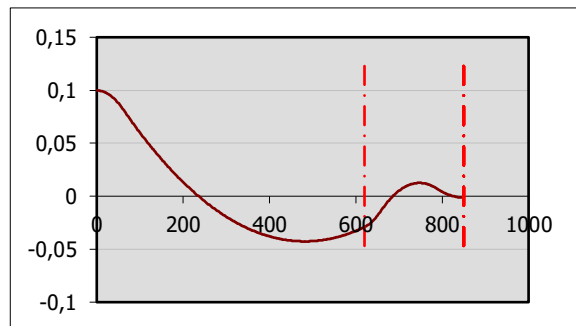
Obr. 183 Ohybové napětí [MPa] [37]



Obr. 184 Průhyb nosníku [mm] [37]



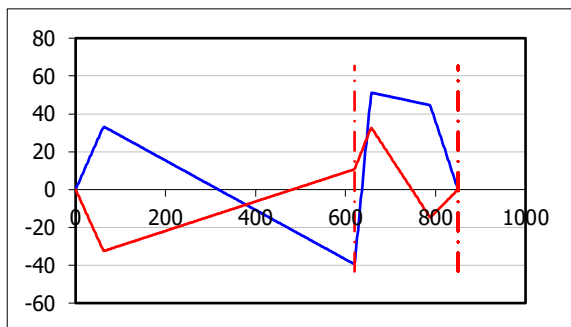
Obr. 185 Relativní průhyb nosníku [%] [37]



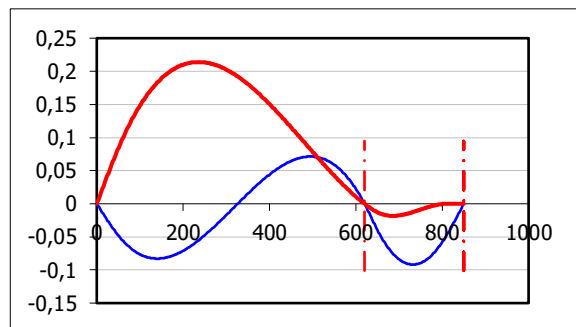
Obr. 186 Natočení [°] [37]

Detailní výpočtový list je umístěn v přílohách jako příloha č.11.

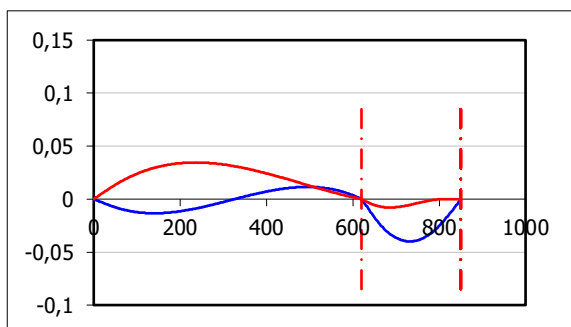
#### 7.4.2.2.3. Sloučení do společných grafů a pro porovnání hodnot



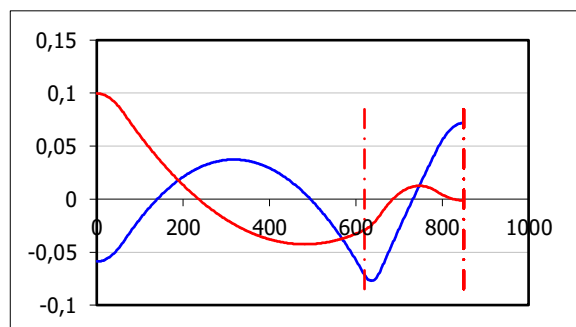
Obr. 187 Ohybové napětí [MPa] [Autor]



Obr. 188 Průhyb nosníku [mm] [Autor]



Obr. 189 Relativní průhyb nosníku [%] [Autor]

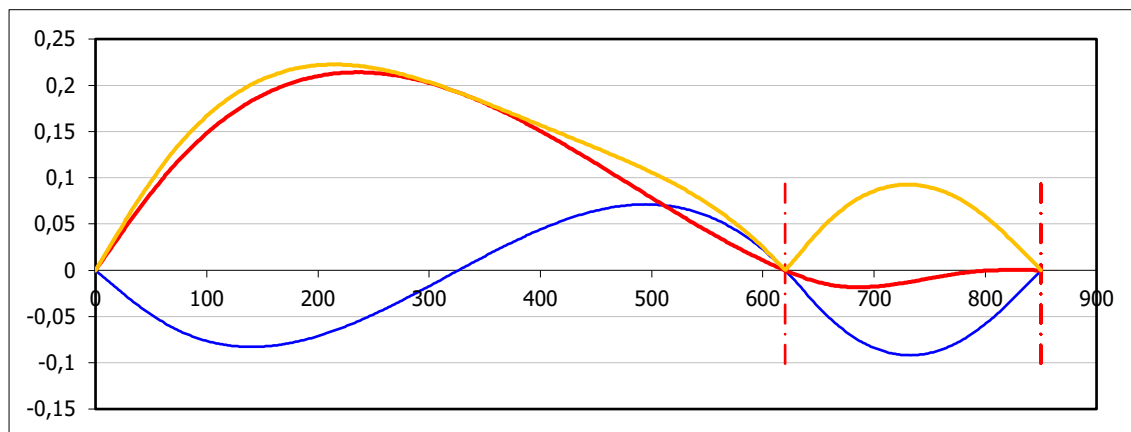


Obr. 190 Natočení [°] [Autor]

Kde: HODNOTY V XY MODŘE, HODNOTY V XZ ČERVENĚ

#### 7.4.2.2.4. Sečtení průhybu nosníku pomocí Pythagorovy věty

Sečtením průhybu nosníku pomocí Pythagorovy věty získáme maximální hodnoty průhybu, jež můžeme promítnout do společného grafu. Součet průhybů pomocí Pythagorovy věty je uveden v absolutních hodnotách.



Obr. 191 Porovnání hodnot průhybu nosníku [Autor]

HODNOTY V XY MODŘE, HODNOTY V XZ ČERVENĚ, SOUČET HODNOT ŽLUTĚ

Maximální hodnota průhybu nosníku je v místě  $x:214,2$  [mm] a to  $y=0,22245$  [mm].

#### 7.4.2.2.5. Vyhodnocení výpočtu hřídele jako nosníku s rozdělením sil do rovin.

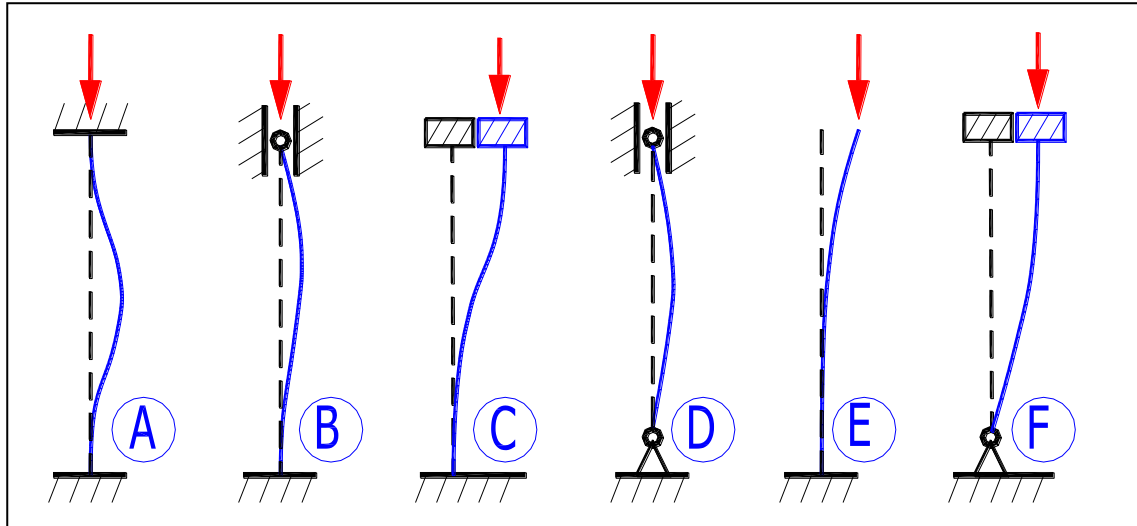
Tímto nám vychází, že pro tuto aplikaci je hřídel vhodná, jestliže jí podepřeme pomocí podpory z kluzného plastu.

#### 7.4.2.3. Vyhodnocení kontroly hřídele

Při kontrole hřídele bylo zjištěno, že hřídel o průměru 30 [mm] upnutá pouze ve dvou krajních podpěrách, by byla nevhodná z hlediska průhybu a dynamické bezpečnosti. Hřídel bychom museli zvětšit až na průměr 55 [mm], abychom zajistili dostatečnou dynamickou bezpečnost a pro tuto aplikaci přijatelný průhyb. Dále byla provedena kontrola hřídele o průměru 30 [mm] podepřené ve dvou krajních podporách a jedné podpoře mezi nimi, která je vyrobena z kluzného plastu. Tímto způsobem nám vyšlo, že hřídel je vhodná pro tuto aplikaci z hlediska průhybu.

## 7.5. Kontrola stavěcí patky na vzpěr

Byla provedena kontrola stavěcí patky na vzpěr v případě, že bychom upnuli řetězovou trať až na vršek stavěcí patky. Pro výpočet by zvolen 3. případ vzpěru – vetknutí – podpora. Výpočet byl proveden v programu MITCalc, kde se jedná o způsob uložení prutu B. Kontrolovaná patka viz Obr. 134.



Obr. 192 Způsoby uložení prutu v programu MITCalc [38]

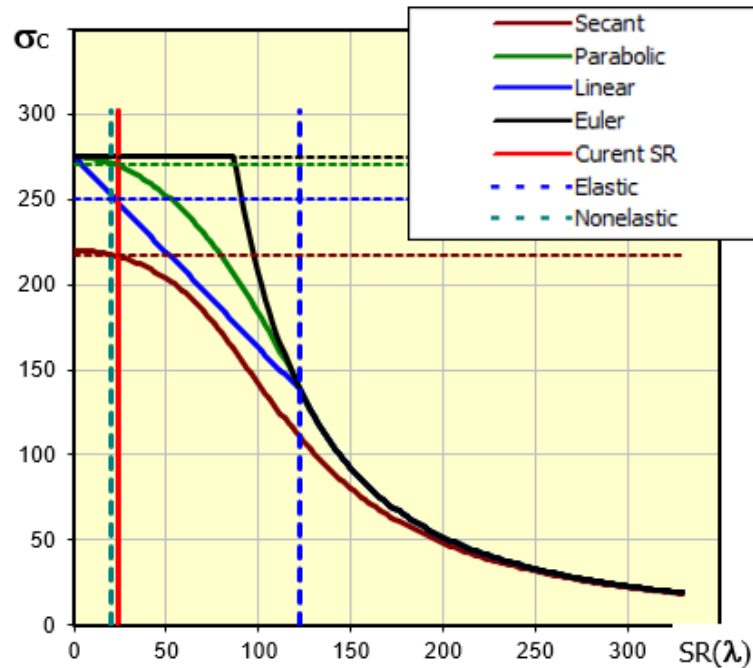
Typ profilu byl zvolen „08...Kružnice (Počítaný)“ o průměru  $D = 13,546 [mm]$ , což je průměr  $d_3$  metrického závitu M16. Materiál v tomto pluginu programu MITCalc je značen dle zvyklostí stavebních inženýrů – volíme materiál Konstrukční ocel EC 3, EN 10025, Fe 430/Sy= 275 MPa, modul pružnosti v tahu  $E = 210000 [MPa]$  a mez kluzu v tahu  $\sigma_y = 275 [MPa]$ .

tab. 21 Zadávané a vypočtené hodnoty kontroly nohy na vzpěr [38]

Skutečná délka prutu	$L_{skut}$	100	[mm]
Axiální síla	$F_{ax}$	10000	[N]
Redukovaná (efektivní) délka	$L_{eff}$	80	[mm]
Štíhlostní poměr	$S_R(\lambda)$	23,62	
Euler (Pružný vzpěr)			
Kritické napětí	$\sigma_c$	275	[MPa]
Kritická síla	$F_{cr}$	39632	[N]
Koeficient bezpečnosti	$S_F$	3,96	
Přímková náhrada, Tetmajer			
Kritické napětí	$\sigma_c$	248,54	[MPa]
Kritická síla	$F_{cr}$	35818	[N]
Koeficient bezpečnosti	$S_F$	3,58	
Parabolická náhrada, Johnson			
Kritické napětí	$\sigma_c$	269,91	[MPa]
Kritická síla	$F_{cr}$	38898	[N]
Koeficient bezpečnosti	$S_F$	3,9	
Secant metoda			
Excentricita	$e$	0,42	[mm]
Max. vzdálenost vlákna	$y_{vl}$	6,773	[mm]
Stupeň excentricity	$\mu$	0,25	
Napětí v prutu	$\sigma$	87,14	[MPa]



Kritické napětí	$\sigma_c$	216,68	[MPa]
Kritická síla	$F_{cr}$	31227,3	[N]
Koeficient bezpečnosti	$S_F$	3,12	
Prostý tlak			
Napětí v tlaku	$\sigma_p$	69,39	[MPa]
Kritická síla	$F_{cr}$	39632	[N]
Koeficient bezpečnosti	$S_F$	3,96	



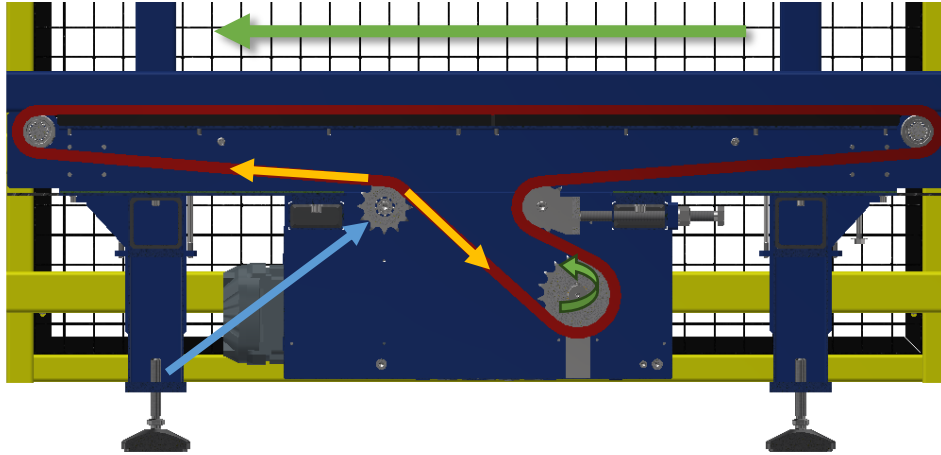
Obr. 193 Výsledky výpočtu zanesené do grafu [38]

Z výsledků vidíme, že kontrola stavěcí patky na vzpěr byla úspěšná, stavěcí patka vyhovuje s bezpečností od 3,12 do 3,95.

Detailní výpočtový list je umístěn v přílohách jako příloha č.12.

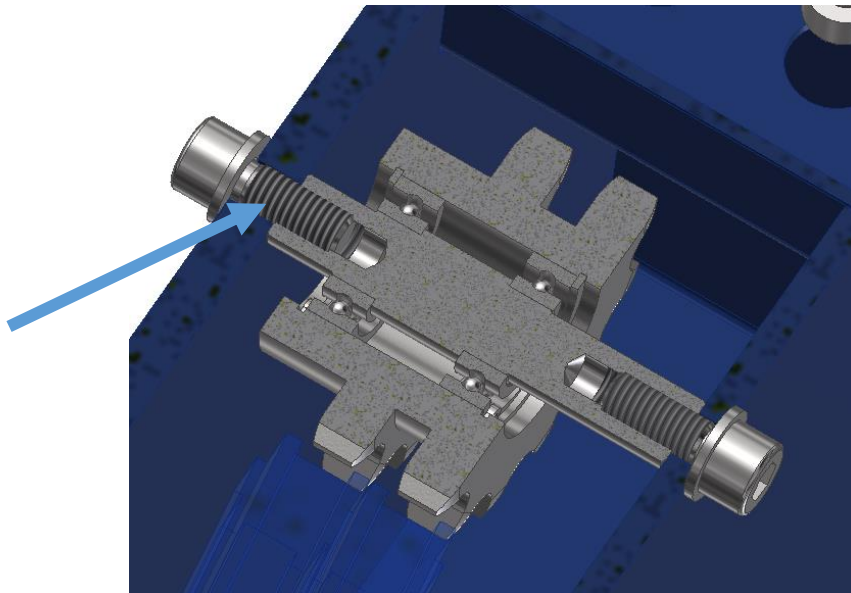
## 7.6. Kontrola šroubu řetězky

Byla provedena kontrola šroubu řetězky tažného řetězu. Kontrola byla provedena v programu MITCalc, v modulu šroubové spoje.

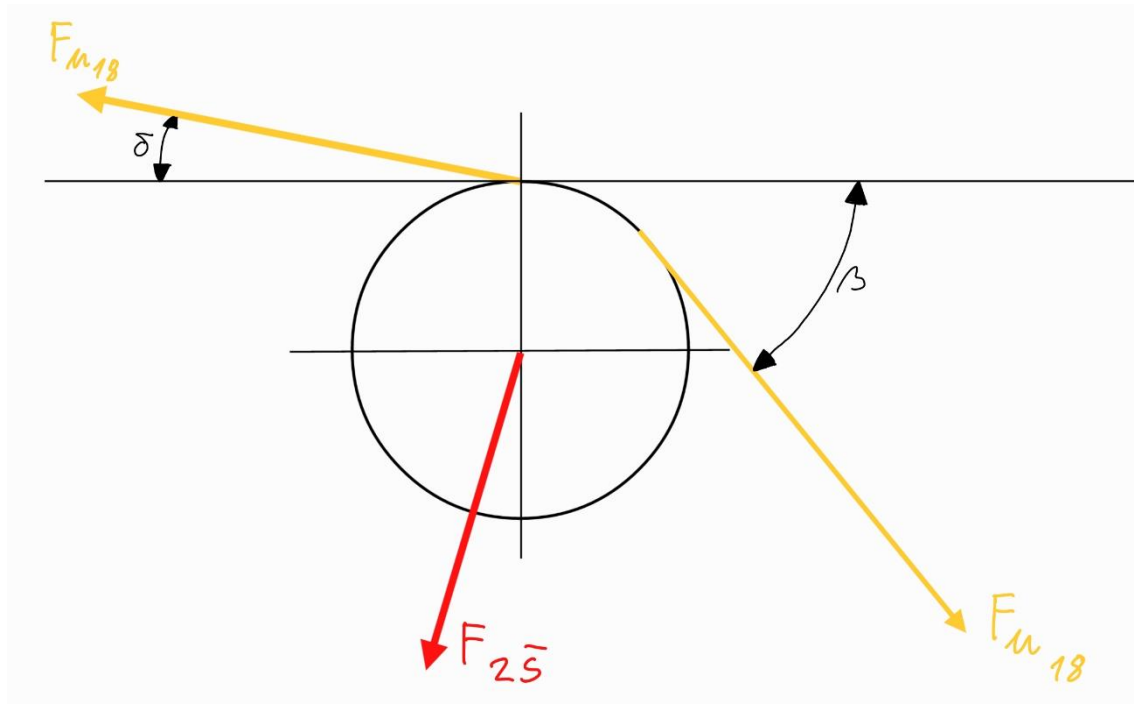


Obr. 194 Vedení tažného řetězu řetězovou tratí [Autor]

ZELENĚ SMĚR POHYBU A OTÁČENÍ  
 KONTROLOVANÁ ŘETĚZKA MODŘE  
 SÍLY V ŘETĚZU ŽLUTĚ

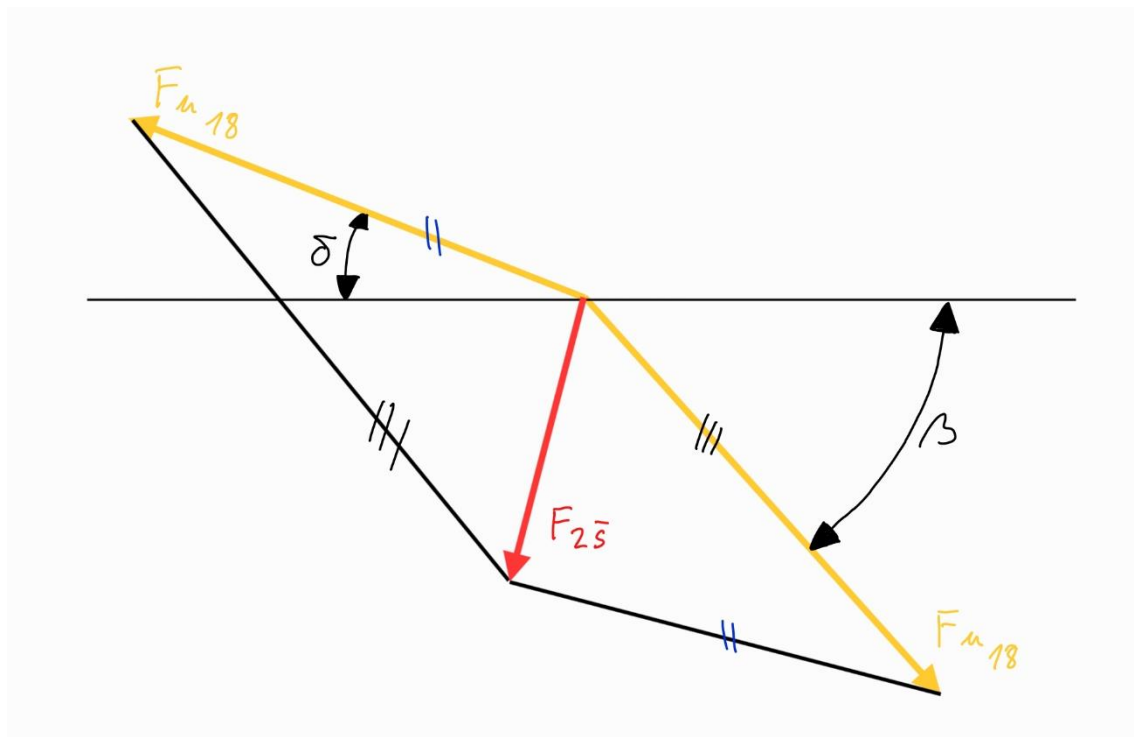


Obr. 195 Zobrazení kontrolovaného šroubu v řezu řetězkou [Autor]



Obr. 196 Schématické zobrazení řetězky a sil působících na ní [Autor]

Výpočet maximální radiální síly působící na šroub řetězky provedeme pomocí grafické metody výpočtu sil:



Obr. 197 Grafická metoda výpočtu radiální síly  $F_{2\bar{s}}$  [Autor]

Kde:

- Síla v řetězu  $F_{u_{18}} = 2384,65 [N]$
- $\beta = 42 [^\circ]$
- $\delta = 5 [^\circ]$

Pomocí grafické metody vyšlo  $F_{2\zeta} = 1513,321 [N]$ .

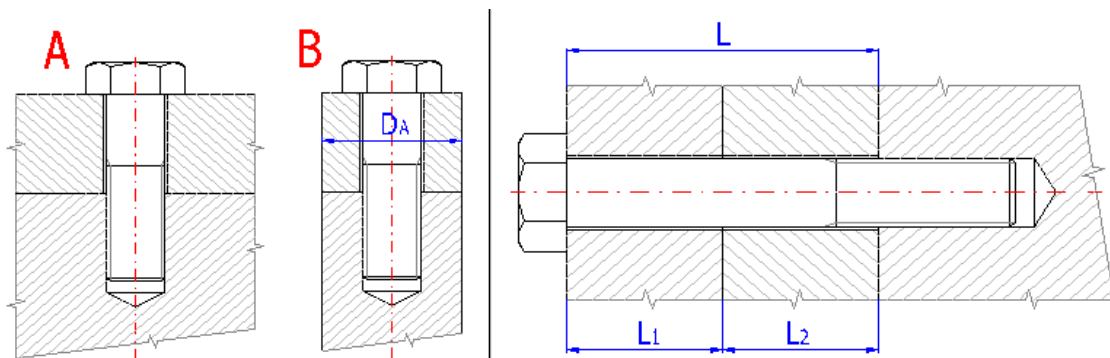
Radiální síla působící na kontrolovaný šroub  $F_{\zeta}$  je tedy:

$$F_{\zeta} = \frac{F_{2\zeta}}{2} [N] \quad (15)$$

$$F_{\zeta} = \frac{1513,321}{2}$$

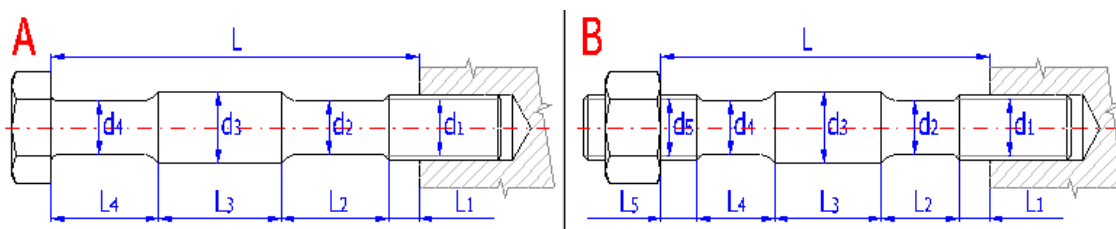
$$F_{\zeta} = 756,66 [N]$$

Ve výpočtu v programu MITCalc byla požadována bezpečnost proti bočnímu posunutí  $q_r = 2$ , bezpečnost šroubu na mezi kluzu  $n_s = 1,5$ . Ve výpočtu nebyla uvažována přídatná ohybová napětí a vliv na provozní teploty na předpětí spoje.



Obr. 198 Volba provedení šroubového spoje [39]

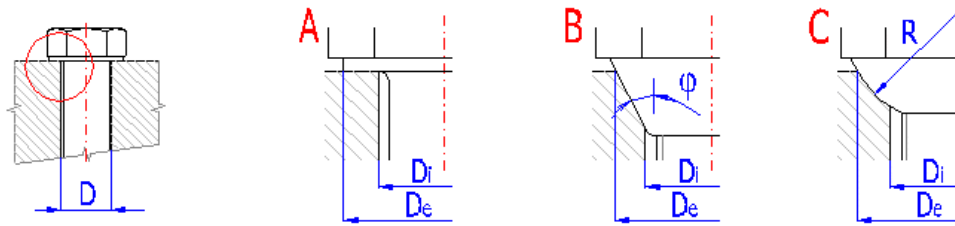
Provedení spojovaných částí bylo zvoleno B – Válec, počet sevřených částí  $i = 2$ . Vnější průměr sevřených válcových částí byl uvažován  $D_A = 20 [mm]$ . Celková délka sevřených částí  $L = 12 [mm]$ , kde  $L_1 = 2 [mm]$  a  $L_2 = 10 [mm]$ . Obě sevřené části mají zvolen materiál S355J0. Šroub byl zvolen dle normy EN ISO 898 – M10 s pevnostní třídou šroubu 8.8.



Obr. 199 Volba provedení a geometrie šroubu [39]



Provedení šroubu bylo zvoleno „A...Závrtný šroub s hlavou“ – „Plný šroub“ – „s válcovou hlavou“. Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem byl zvolen  $i = 1$ . Délka úseku je  $L_1 = 12$  [mm], průměr úseku je  $d_1 = 8,160$  [mm].



Obr. 200 Volba geometrie spoje [39]

Provedení dosedacích ploch pod hlavou šroubu bylo zvoleno „A...Mezikruhová styková plocha“.

### 7.6.1. Výsledky kontroly šroubu v programu MITCalc

Způsob výpočtu tuhosti spoje byl zvolen pomocí metody náhradní trubky dle normy VDI 2230 (1983).

tab. 22 Výsledky kontroly šroubu – MITCalc. [39]

Tuhost spojovacího šroubu	$c_b$	493 432,57	[N · mm <sup>-1</sup> ]
Tuhost sevřených částí	$c_m$	2 919 319,1	[N · mm <sup>-1</sup> ]
Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	$F_{cmin}$	3783,3	[N]
Potřebné montážní předpětí spoje	$F_{omin}$	14 321	[N]
Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	$\Delta F_{oL}$	-6 753,43	[N]
Provozní předpětí spoje	$F'_o$	7 567,57	[N]
Pevnostní kontrola šroubového spoje v provozním stavu			
Maximální provozní předpětí spoje	$F_{omax}$	14 321	[N]
Tahové napětí v jádře šroubu od provozní osové síly	$\sigma_{max}$	265,11	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	$\tau$	111,39	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	$\sigma_{red}$	162,27	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Statická bezpečnost k mezi kluzu	$k_S$	3,94	[1]
Tlak v dosedací ploše hlavy šroubu ( $p_D = 760$ [MPa])	$p_{max}$	66,11	[MPa]
Pevnostní kontrola šroubového spoje v montážním stavu			
Součinitel utahování	$\alpha_A$	1,6	[1]
Minimální montážní předpětí	$F_{omin}$	14 321	[N]
Maximální montážní předpětí	$F_{omax}$	22 913,6	[N]
Minimální možný utahovací moment	$M_{min}$	30,4	[Nm]
Maximální možný utahovací moment	$M_{max}$	36,2	[Nm]
Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	$\sigma_{max}$	395,11	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	$\tau_{max}$	144,43	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	$\sigma_{red}$	467,64	[N · mm <sup>-2</sup> ]
Mez kluzu materiálu šroubu	$R_e(R_{p0,2})$	640	[N · mm <sup>-2</sup> ]

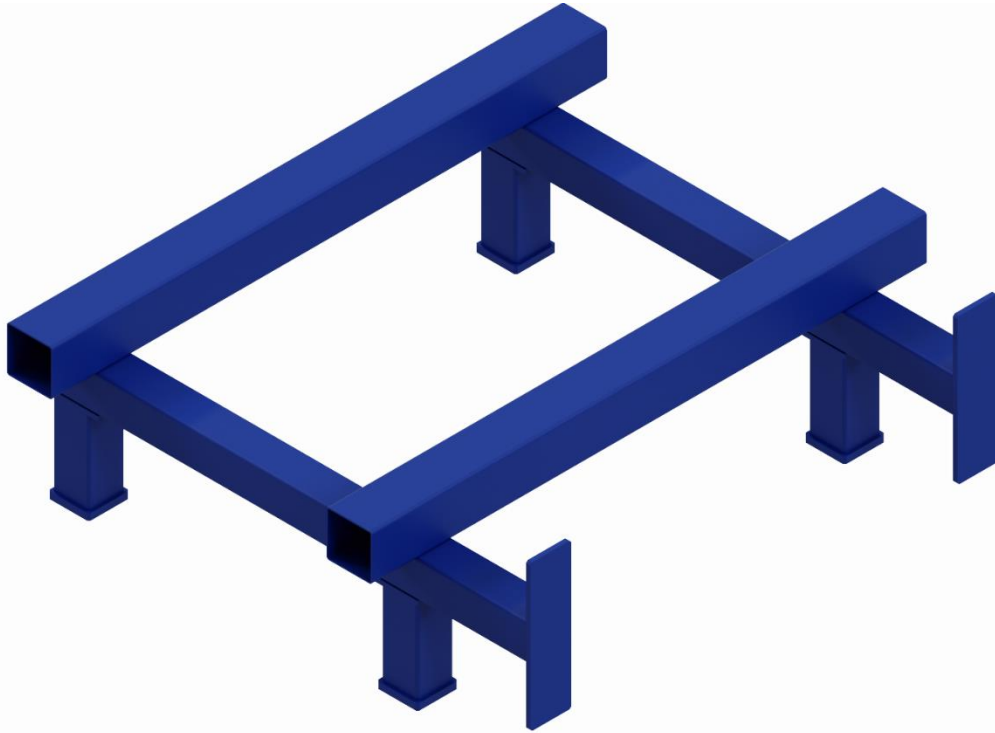
Šroub dle tohoto výpočtu vyhovuje a je jej třeba utáhnout momentem minimálně  $M_{min} = 30,4$  [Nm].

Detailní výpočtový list je k dispozici v přílohách jako příloha č.13.

## 8. Pevnostní výpočet základního rámu pomocí metody konečných prvků

### 8.1. Zjednodušení modelu v Autodesk Inventor 2023

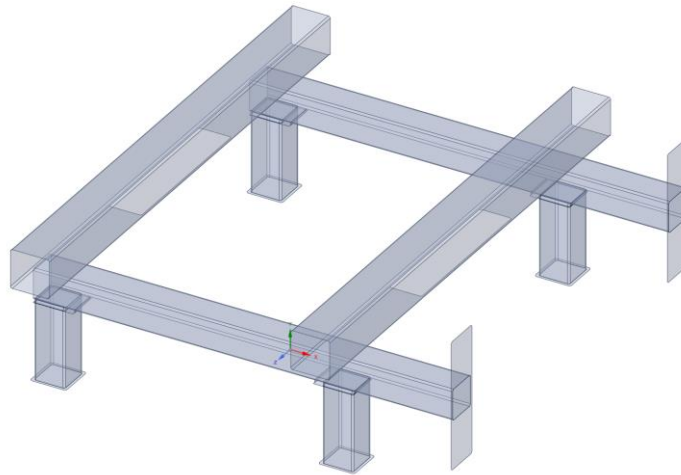
Pevnostní výpočet základního rámu byl proveden v programu ANSYS 2023 R1. Pro výpočet byl v programu Autodesk Inventor rám zjednodušen pomocí příkazu „Zjednodušit“. Pomocí tohoto příkazu z něj byly odstraněny všechny díry menší než 20 [mm].



Obr. 201 Zjednodušený rám [Autor]

### 8.2. Zavedení modelu do programu ANSYS 2023 R1 – modul SpaceClaim

Dále byl tento zjednodušený model exportován do souboru formátu „STEP“. Tento soubor byl nahrán do „ANSYS Workbench –Static Structural“ – pomocí příkazu Import geometry. Model byl následně otevřen v modulu „SpaceClaim“, kde byl poté převeden na střednicové plochy. Tento příkaz převede 3D modely na 2D plochy a každé z nich přiřadí vlastní tloušťku. Toto převedení zjednoduší práci výpočtového programu a zkrátí čas potřebný k výpočtům. Střední plochy byly pak pomocí příkazu „Weld“ spojeny dohromady kvůli vymezení posuvů při výpočtu. Pro spojení elementů při tvorbě sítě byly pomocí příkazu „Share“ označeny společné hrany modelu.



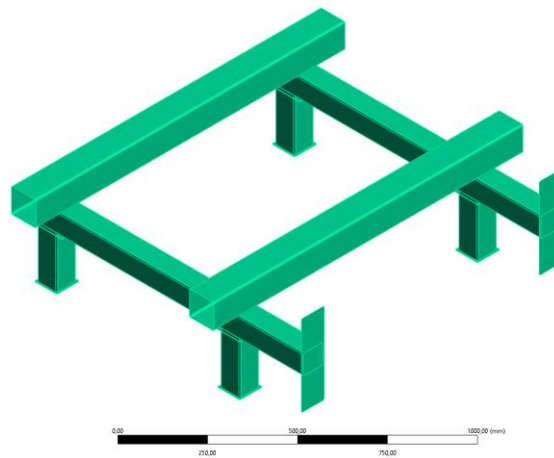
Obr. 202 Model přetvořený na střednicové plochy [Autor]

### 8.3. Nastavení modelu v modulu Mechanical

V modulu „Mechanical“ byla poté naimportována geometrie z modulu „SpaceClaim“.

SVS  
01.06.2023 12:40





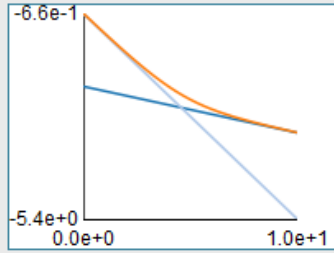
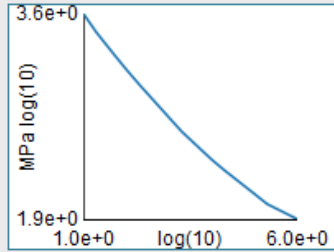
Obr. 203 Importovaná geometrie z modulu „SpaceClaim“ [Autor]

Dále byl každému tělesu přiřazen materiál „Structural Steel“.

## Structural Steel



Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Density	7,85e-06 kg/mm <sup>3</sup>
<b>Structural</b>	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0,30000
Bulk Modulus	1,6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1,2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	250,00 MPa
Strain-Life Parameters	
S-N Curve	
Tensile Ultimate Strength	460,00 MPa
Tensile Yield Strength	250,00 MPa
<b>Thermal</b>	
Isotropic Thermal Conductivity	0,060500 W/mm·°C
Specific Heat Constant Pressure	4,34e+05 mJ/kg·°C
<b>Electric</b>	
Isotropic Resistivity	0,00017000 ohm·mm

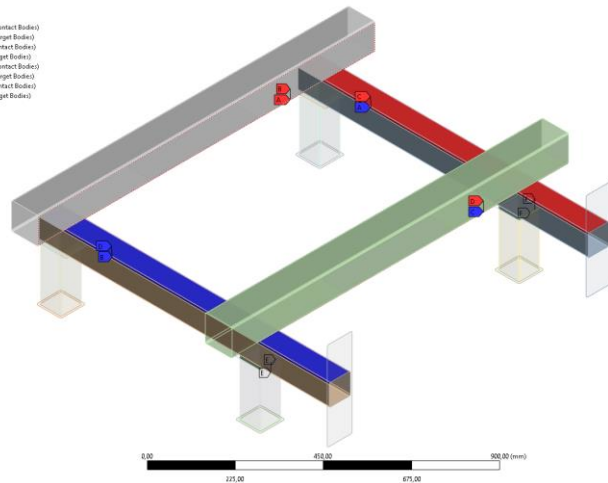
Obr. 204 Vlastnosti materiálu „Structural Steel“ [Autor]



Dále byly modelu přiřazeny kontakty typu „Bonded“ v místech, kde je model svařen.

Bonded - WeldSurface1/WeldSurface1 To WeldSurface1/WeldSurface1  
05/26/2023 12:10

- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Contact Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Target Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Contact Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Target Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Contact Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Target Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Contact Bodies)
- Bonded - MidSurface - T16x102/MidSurface1 To MidSurface - T16x102/MidSurface1 (Target Bodies)
- Bonded - WeldSurface1/WeldSurface1 To WeldSurface1/WeldSurface1 (Contact Bodies)
- Bonded - WeldSurface1/WeldSurface1 To WeldSurface1/WeldSurface1 (Target Bodies)

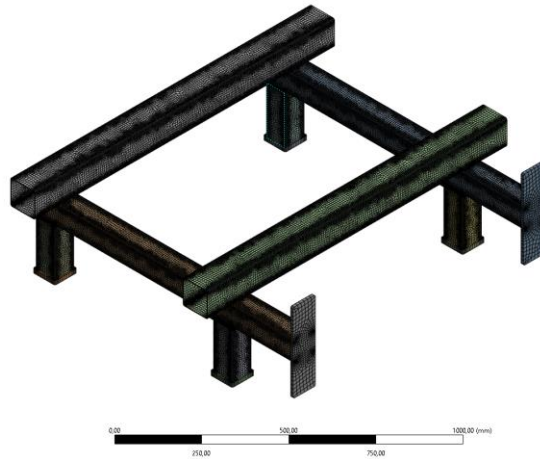


**Ansys**  
2023

*Obr. 205 Přiřazené kontakty modelu [Autor]*

Poté byla vytvořena výpočetní síť, globální velikost elementu je 14 [mm], jejich tvar je „Quadrilateral Dominant“. Počet uzlů sítě je 123 757, počet elementů sítě je 125 529.

Mesh  
05/26/2023 12:15

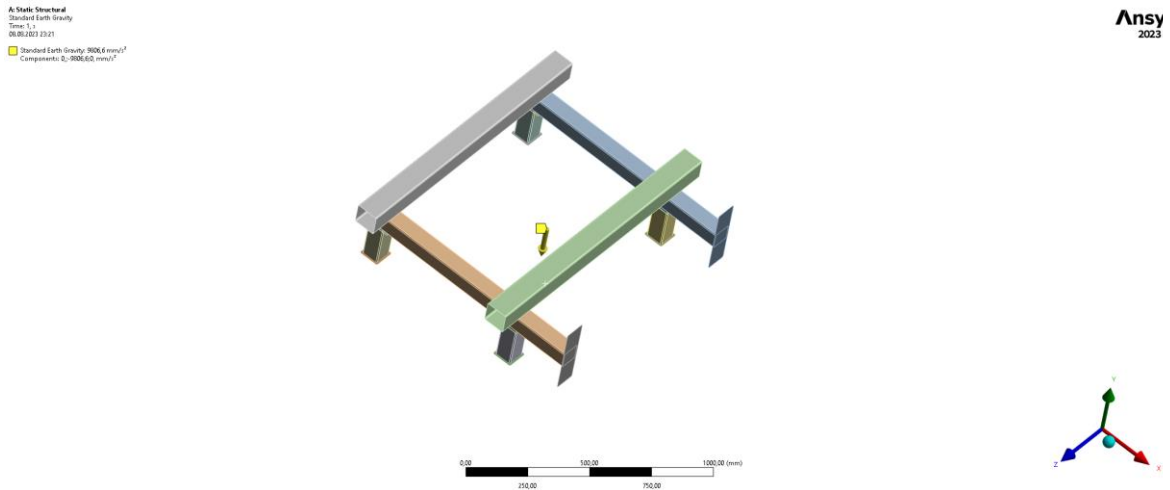


**Ansys**  
2023

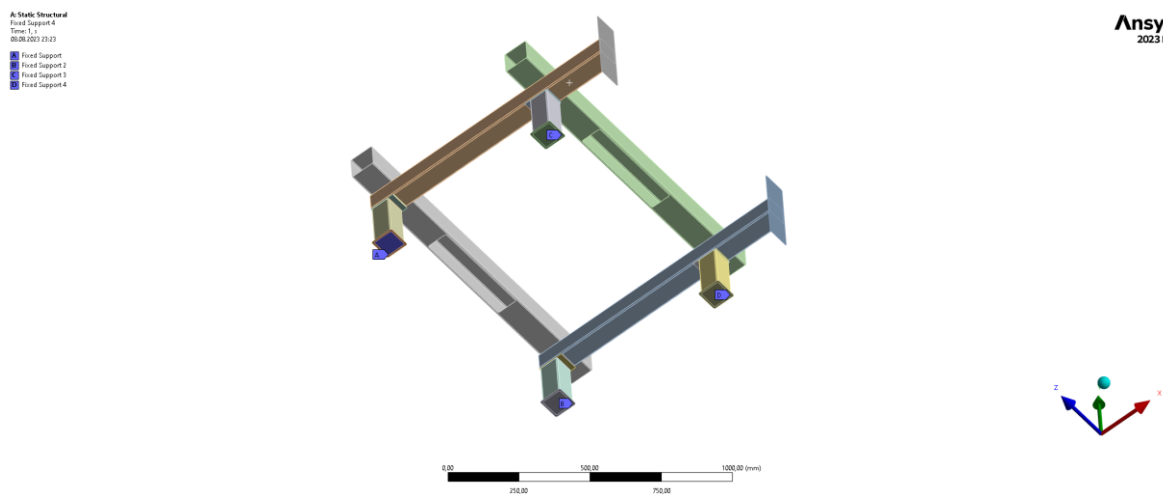
*Obr. 206 Vysítovaný model [Autor]*

## 8.4. Výpočet MKP

Ve výpočtu je pouze jeden krok. Do výpočtu byla zavedena standardní gravitace země. Byly provedeny 3 verze výpočtu s různě zavedenými silami. Do spodních desek nohou, ve kterých jsou v realitě našroubovány stavěcí patky, byly zavedeny pevné podpory. Zde uvažujeme, že stavěcí patky jsou přichyceny do země pomocí chemické kotvy a závitových tyčí a jsou správně utaženy. Tímto je můžeme považovat za teoreticky pevné.



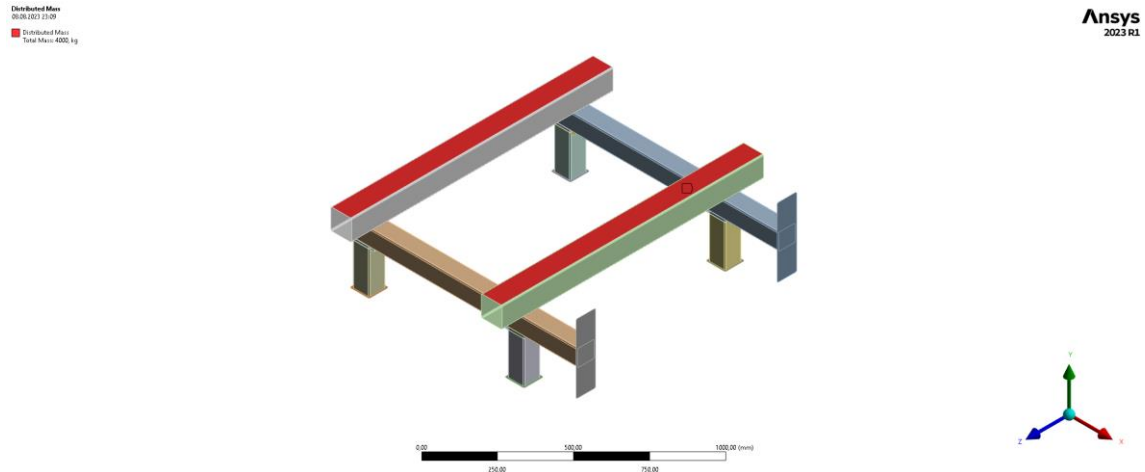
Obr. 207 Zavedení gravitace země [Autor]



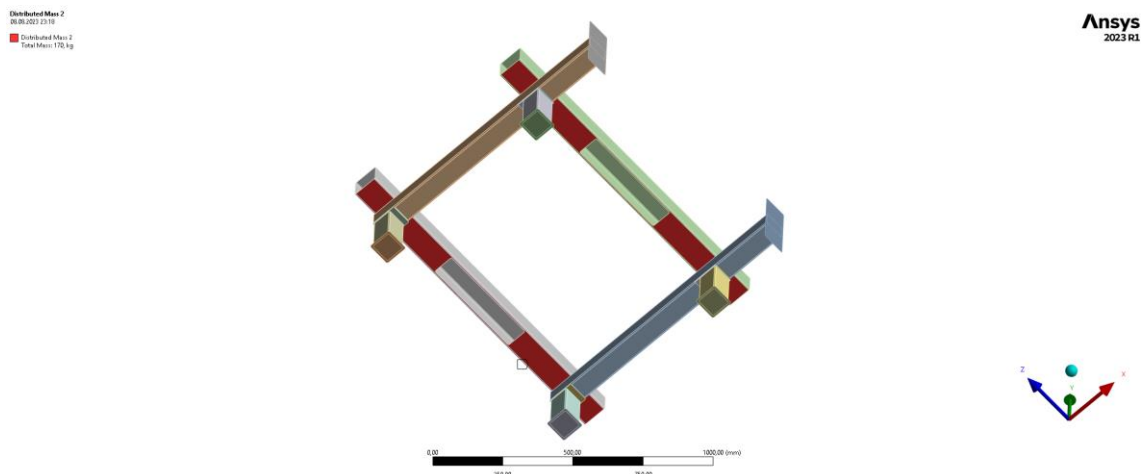
Obr. 208 Zavedení pevných podpor [Autor]

### 8.4.1. Verze výpočtu č.1

V této verzi byla na vrchní plochu jeklů 100x100x3 zavedena distribuovaná hmota („Distributed Mass“) o hmotnosti 4000 [kg]. Tato hmota simuluje maximální navrhované zatížení od přepravované palety. Na spodní plochu těchto jeklů byla zavedena distribuovaná hmota o hmotnosti 170 [kg], která simuluje zatížení od pohonné jednotky.



Obr. 209 Zavedené maximální zatížení od přepravované palety [Autor]

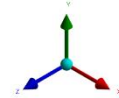
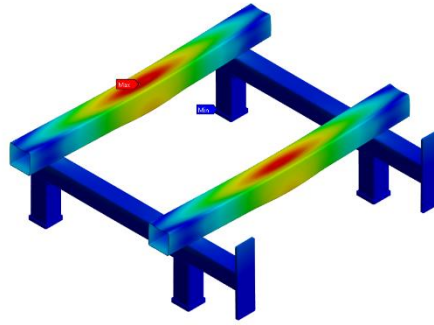


Obr. 210 Zavedené zatížení od pohonu [Autor]

Výpočet trval 20 sekund. Maximální deformace výpočtem vychází největší uprostřed jeklů 100x100x3. Její hodnota je  $y_1 = 0,8257 [mm]$ . Největší ekvivalentní napětí (Von Mises) vychází v místě svaru, kde jsou na sobě umístěny 2 profily a vtačují se do sebe. Toto napětí bude v realitě mnohem menší, neboť zde nemodelujeme svary a v realitě v místě svaru bude napětí menší. Hodnota tohoto napětí je  $\sigma_1 = 383,17 [MPa]$ .

ANSYS Structural  
Title: Dřevěná trať  
Open: 12.04.2023 12:35  
Unit: mm  
Time: 1 s  
Date: 2023.12.30

0.82172 Max  
0.12997  
0.46223  
0.75200  
0.46223  
0.38895  
0.17514  
0.18440  
0.46223  
0 Min

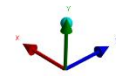
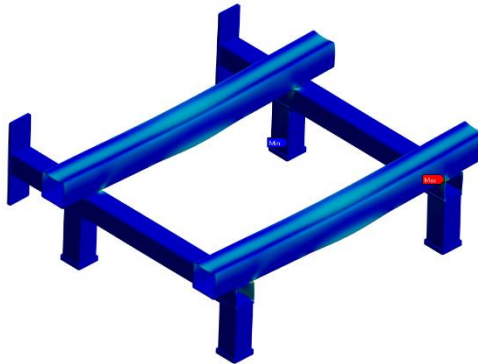


ANSYS  
2023 R1

Obr. 211 Výsledek výpočtu deformace varianty č.1 [Autor]

ANSYS Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von Mises) Stress - Equivalent  
Unit: MPa  
Time: 1 s  
Date: 2023.12.30

38.117 Max  
242.6  
206.20  
176.45  
172.07  
176.3  
117.22  
65.51  
65.275  
0 Min



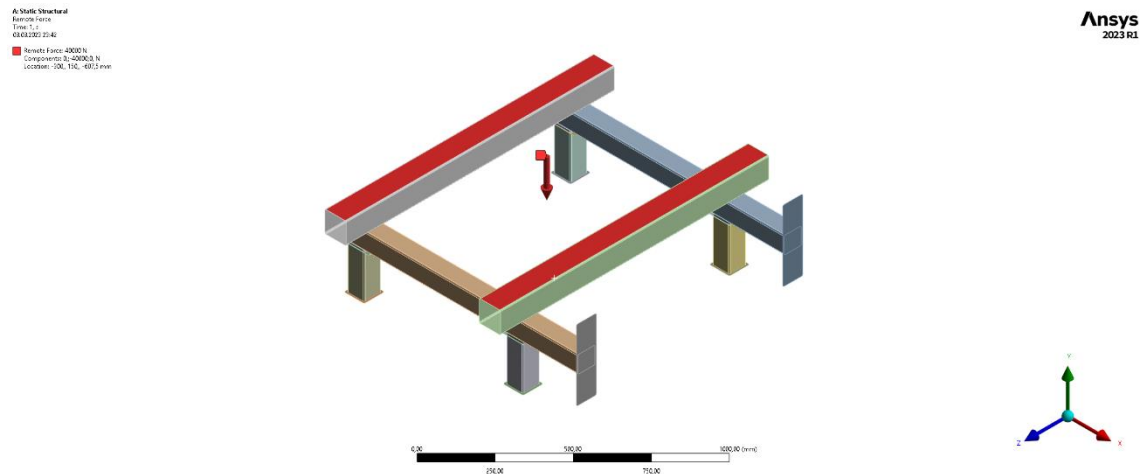
ANSYS  
2023 R1

Obr. 212 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.1 [Autor]

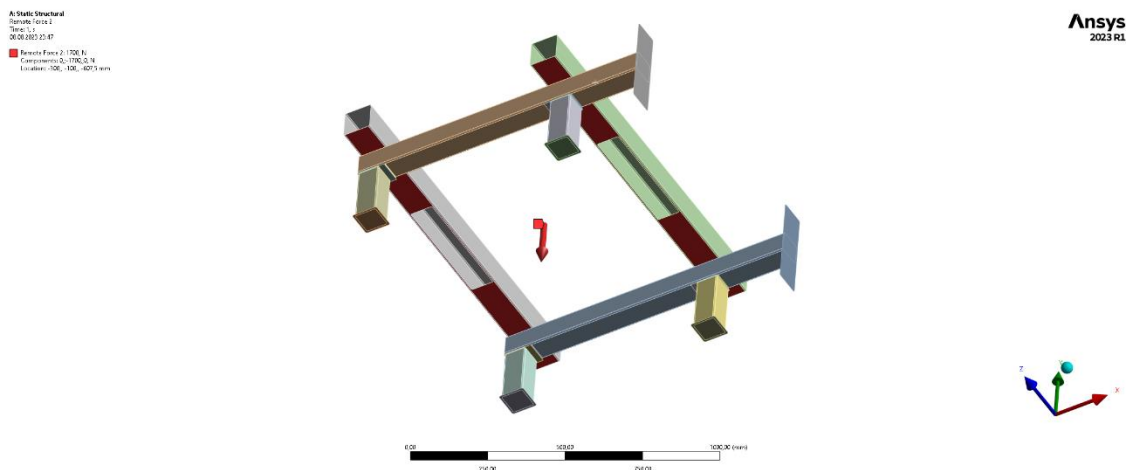


### 8.4.2. Verze výpočtu č.2

V této verzi byla na vrchní plochu jeklů 100x100x3 zavedena vzdálená síla („Remote Force“) o velikosti 40000 [N]. Tato síla simuluje maximální sílu vzniklou navrhovaným zatížením od přepravované palety. Na spodní plochu těchto jeklů byla zavedena vzdálená síla o velikosti 1700 [N], která simuluje sílu generovanou zatížením pohonnou jednotkou.



Obr. 213 Zavedená síla od maximálního zatížení od přepravované palety [Autor]

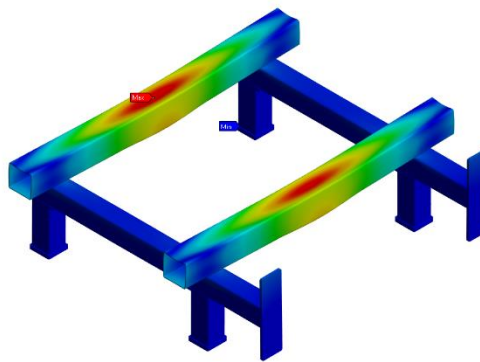


Obr. 214 Zavedená síla od zatížení pohonem [Autor]

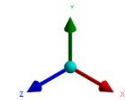
Výpočet trval 28 sekund. Maximální deformace výpočtem vychází největší opět uprostřed jeklů 100x100x3. Její hodnota je  $y_2 = 0,8419$  [mm]. Největší ekvivalentní napětí (Von Mises) znovu vychází v místě svaru, kde jsou na sobě umístěny 2 profily a vtačují se do sebe. Toto napětí bude v realitě mnohem menší, neboť zde nemodelujeme svary a v realitě v místě svaru bude napětí menší. Hodnota tohoto napětí je  $\sigma_2 = 390,69$  [MPa].

ANSYS Structural  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 11  
06.06.2023 17:12

0.841584 Max
0.795759
0.654662
0.529129
0.462776
0.379119
0.282621
0.1811
0.025562
0 Min



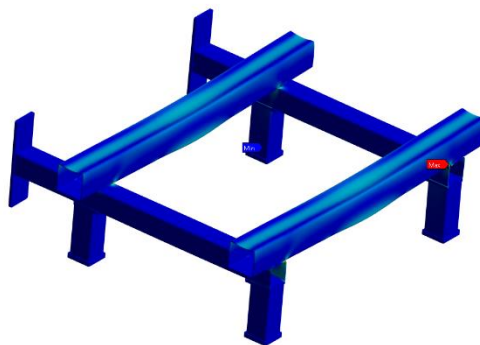
ANSYS  
2023 R1



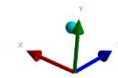
Obr. 215 Výsledek výpočtu deformace varianty č.2 [Autor]

ANSYS Structural  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 11  
06.06.2023 17:51

199.09 Max
162.59
149.87
126.66
112.97
173.84
172.33
96.87
91.81
0 Min



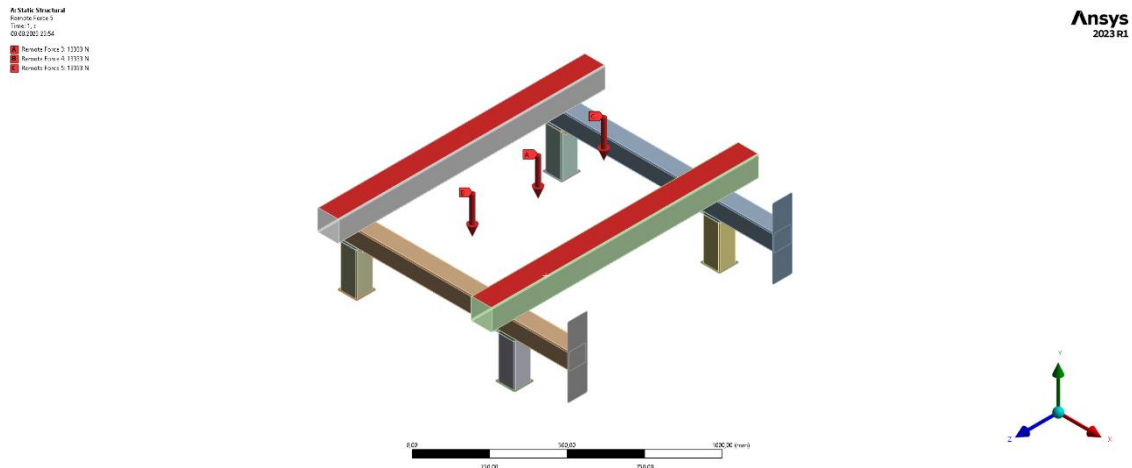
ANSYS  
2023 R1



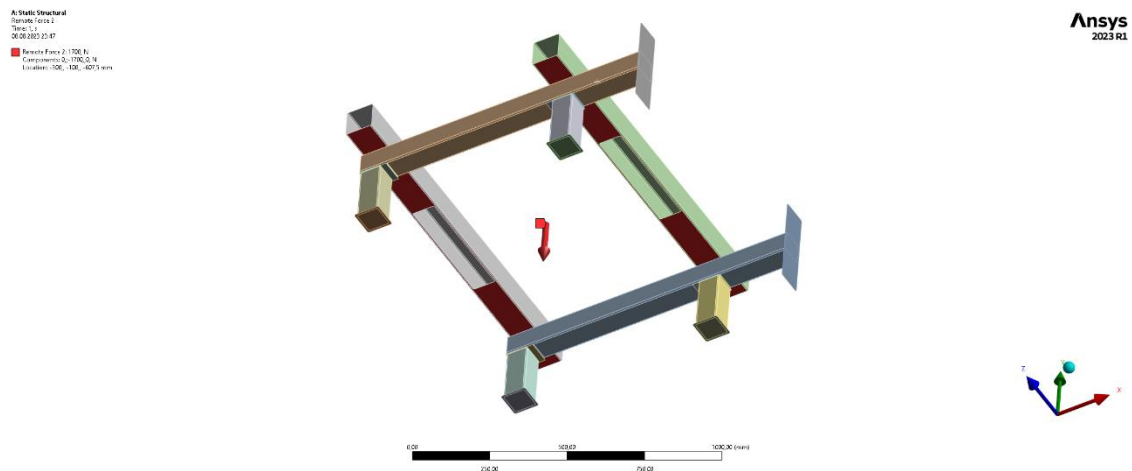
Obr. 216 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.2 [Autor]

### 8.4.3. Verze výpočtu č.3

Ve verzi č.3 byly na vrchní plochu jeklů 100x100x3 zavedeny 3 vzdálené síly („Remote Force“) o velikosti 13333 [N], které simulují maximální sílu vzniklou navrhovaným zatížením od přepravované palety v místech trámů palety, kde se paleta dotýká řetězové trati. Na spodní plochu těchto jeklů zůstává zavedena vzdálená síla o velikosti 1700 [N], která simuluje sílu generovanou zatížením pohonnou jednotkou.

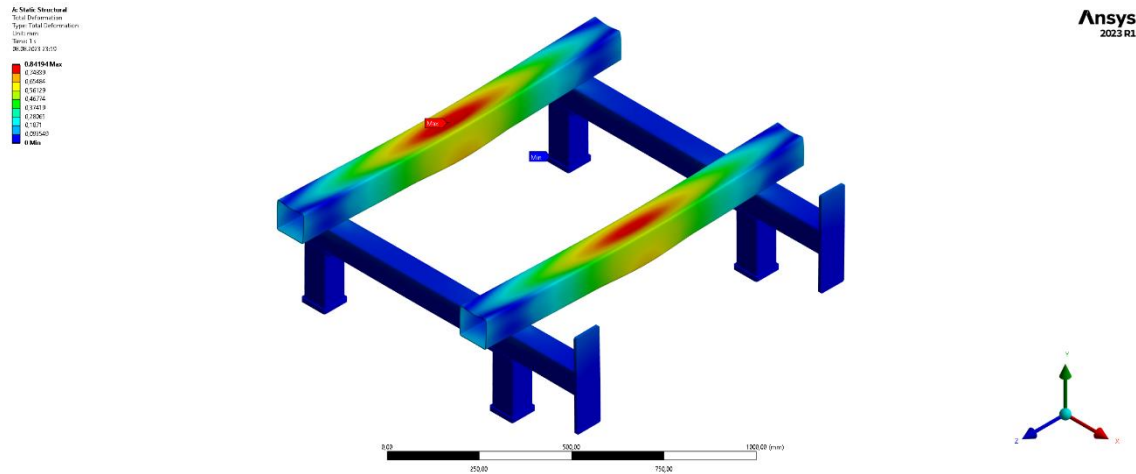


Obr. 217 Zavedená síla od maximálního zatížení od přepravované palety v místě trámů palety [Autor]

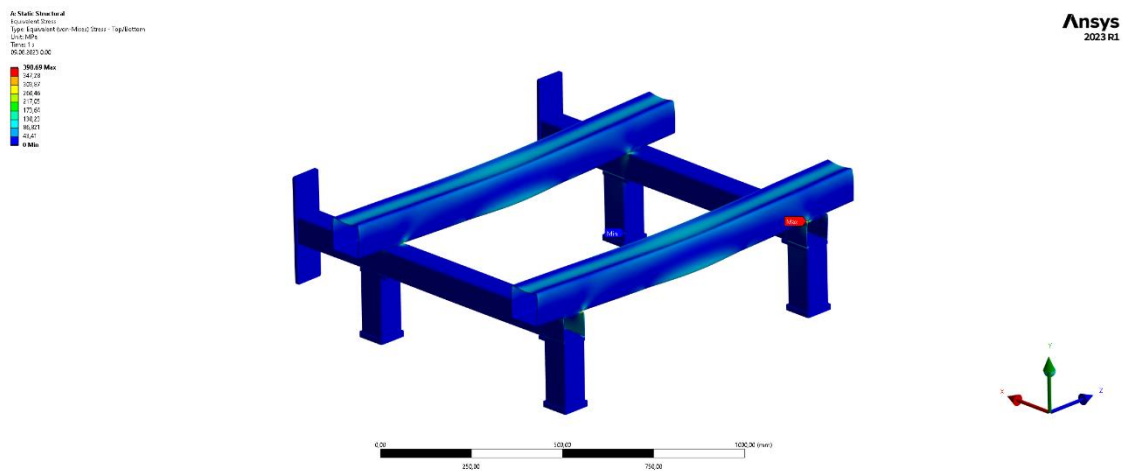


Obr. 218 Zavedená síla od zatížení pohonem [Autor]

Výpočet trval 41 sekund. Maximální deformace výpočtem vychází stejně jako ve variantě č.2 uprostřed jeklů 100x100x3. Jeho hodnota je  $y_3 = 0,8419 [mm]$ . Největší ekvivalentní napětí (Von Mises) opět vychází v místě svaru, kde jsou na sobě umístěny 2 profily a vtačují se do sebe. Toto napětí bude v realitě mnohem menší, neboť zde nemodelujeme svary a v realitě v místě svaru bude napětí menší. Hodnota tohoto napětí je  $\sigma_3 = 390,69 [MPa]$ . Při průběhu výpočtu výpočetní program vykazuje chyby: 2 nebo více vzdálených hran sdílí stejnou plochu. Toto může způsobit nestabilitu výpočtu.



Obr. 219 Výsledek výpočtu deformace varianty č.3 [Autor]



Obr. 220 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.3 [Autor]

## 8.5. Vyhodnocení variant výpočtů MKP

tab. 23 Vyhodnocení výsledků výpočtů deformací a výpočtů ekvivalentního napětí

	Čas výpočtu [s]	Maximální deformace $y_i$ [mm]	Ekvivalentní napětí $\sigma_i$ [MPa]
Varianta č.1	20	0,8257	383,17
Varianta č.2	28	0,8419	390,69
Varianta č.3	40	0,8419	390,69

Porovnáním výsledků výpočtů třech variant nám vychází, že varianta č.1 je nejrychlejší a nejoptimističtější variantou. Varianty č.2 a č.3 jsou výsledkově naprosto shodné. Výpočet varianty č.3 je ovšem časově nejnáročnější, pravděpodobně je to z důvodu již vypsané chyby ve výpočtu. Varianta č.2 je časově mezi variantou č.1 a variantou č.3. Tato varianta je na straně bezpečnosti a výpočet je časově optimální.

Celkově rám vyhovuje požadavkům na maximální deformaci. Průhyb nosného jeklu o velikosti 0,8 [mm] je v této aplikaci pro dopravu palet naprosto vyhovující.

## 9. Závěr

Zadání této diplomové práce pochází ze společnosti STR Praha s.r.o.. Obsahem této diplomové práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu řetězové dopravní tratě pro dopravu palet s balíky plechů mezi venkovními „špinavými“ prostory a vnitřními „čistými“ prostory, která umožní vytvoření zásoby až 9 balíků palet.

Počátek konstrukčního návrhu spočíval nejprve v kapitole č.1 ve stanovení cílů diplomové práce.

Poté v kapitole č.2 byla provedena rešerše dopravních tratí používaných ve strojírenství. Touto rešerší bylo rozšířeno povědomí o těchto zařízeních, jejich uplatnění a způsobech použití. Díky těmto vědomostem bylo možné vybrat nejvhodnější koncepční varianty.

V kapitole č.3 byl vytvořen technologický profil firmy STR Praha s.r.o.. Tato kapitola poskytuje informace o výrobním programu firmy, a také poskytuje informace o výrazech užívaných v komunitě výrobců obalů a jejich dodavatelů. Taktéž tato kapitola poučuje o výrobních možnostech firmy, možnostech výroby dílů v kooperaci a o celkovém průběhu zakázky od jejího přijetí až po montáž na místě u zákazníka.

Metodou vícekriteriálního rozhodování byla v kapitole č.4 vybrána varianta dopravy palet řetězovou tratí rozdělenou na více segmentů.

V kapitole č.5 bylo detailně popsáno zpracování 3D modelu v programu AUTODESK INVENTOR 2023 a konstrukce celé dopravní trati. Trať se skládá z jednotlivých segmentů, každého pro jednu paletu, na kterých se vytvoří zásoba palet. Při návrhu řetězové trati bylo potřeba přihlídnout k specifčnosti výrobku, který vyžaduje dodržování zásad vyplývajících ze zkušeností s konstrukcí obdobných výrobků a které lze získat pouze praxí. Tyto zkušenosti, jež pracovníci STR Praha za dobu dlouholeté praxe získali, byly velmi ochotně poskytnuty.

Popis funkce řetězové tratě, včetně popisu jejího řízení, které je zpracováno v kooperaci s firmou NEWTE s.r.o., je popsán v kapitole č.6.

Návrhové a kontrolní výpočty byly zpracovány v kapitole č.7. Byly provedeny výpočty vhodného mazání řetězu v kapitole č.7.1, volba motoru v kapitole č.7.2, kontrola hnacího řetězu v kapitole č.7.3, kontrola hnací hřídele v kapitole č.7.4, kontrola použité stavěcí patky v kapitole č.7.5 a kontrola šroubu řetězky v kapitole č.7.6.

V kapitole č.8 byla provedena kontrola rámu pomocí metody konečných prvků programem ANSYS 2023 R1.

K 3D modelu je taktéž vypracován 2D sestavný výkres jednoho segmentu řetězové tratě a 2D sestavný výkres celé sestavy řetězové tratě.

Všechny stanovené cíle v zadání této diplomové práce byly splněny. Dopravní trať byla vedením a techniky společnosti STR Praha schválena jako vhodná k výrobě pro koncového zákazníka a v případě realizace zakázky zamíří do výroby.



## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A DALŠÍCH ZDROJŮ

- [1] HACCP [online]. In: . [cit. 2023-07-18]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/HACCP>
- [2] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] HOVORKA, Jakub. *Předávací dopravník pláštěů svařených plechovek.* Praha, 2021. Bakalářská práce. FS ČVUT. Vedoucí práce Martin Dub.
- [4] Válečkové dopravníky. In: *ALUTEC KK* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/valeckove-dopravniky>
- [5] Series 3500KXO Tapered fixed drive conveyor roller for curves. In: *INTERROLL* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/products/unit-handling/rollers-and-wheels/series-3500kxo-tapered-fixed/>
- [6] Series 3950 Heavy-duty conveyor roller for pallet conveyors. In: *INTERROLL* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/products/pallet-handling/rollers/series-3950-heavy-duty/>
- [7] Series 3870 Double friction conveyor roller. In: *INTERROLL* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/products/unit-handling/rollers-and-wheels/series-3870-double-friction/>
- [8] EC5000 series RollerDrive for straight sections in a temperature range from 0 to +40 °C. In: *INTERROLL* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/products/unit-handling/drives/ec5000-straight-0c-to-40c/>
- [9] Řetězové a válečkové dopravníkové systémy pro přenos výrobku do skladu v továrně stock fotografie. In: *IStock* [online]. [cit. 2023-08-03]. Dostupné z: <https://www.istockphoto.com/cs/fotografie/řetězové-a-válečkové-dopravníkové-systémy-pro-přenos-výrobku-do-skladu-v-továrně-gm1152414017-312646273>
- [10] Dopravníky pro logistická centra. In: *JVM METAL* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/dopravniky-pro-logisticka-centra/>
- [11] MRÁZEK, Jiří. *Přednáška č.5 TTS II.* FS ČVUT. Praha, 2020.
- [12] Řetězové akumulační dopravníky. In: *ALUTEC KK* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/retezove-akumulacni-dopravniky>
- [13] Destičkové článkové dopravníky. In: *ALUTEC KK* [online]. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/destickove-clankove-dopravniky>
- [14] LOPOT, František. *Přednáška Řetězový převod.* FS ČVUT. Praha, 2023.
- [15] Kluzná vedení válečkových řetězů. In: *BELT PLAST* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <http://www.beltplast.cz/cs/kluzna-vedeni-valeckovych-retezu>

- [16] Charakteristika. In: *BELT PLAST* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <http://www.beltplast.cz/cs/charakteristika>
- [17] Katalog uni QNB Ball. In: *Ammeraal Beltech* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/product/qnb-ball-en.pdf>
- [18] Rádus uni Flex ASB. In: *Ammeraal Beltech* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/cs-cz/produkty/modularni-pasy/radius/25.4-mm/uni-flex-asb/>
- [19] Uni JCB. In: *Ammeraal Beltech* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/product/uni-jcb-en.pdf>
- [20] Uni BLB. In: *Ammeraal Beltech* [online]. [cit. 2023-07-20]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/cs-cz/produkty/modularni-pasy/primy-chod/50.8-mm/uni-blb/>
- [21] Dopavníky potravinářské. In: *JVM metal* [online]. [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/dopravniky-potravinarske/>
- [22] Dopavníky na kusový materiál: Pásový dopavníky. In: *JVM metal* [online]. [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/dopravniky-na-kusovy-material/>
- [23] MRÁZEK, Jiří. *Přednáška č.6 TTS II*. FS ČVUT. Praha, 2020.
- [24] Paletový transportní systém. In: *ALUTEK KK* [online]. [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://www.aluteckk.cz/paletovy-transportni-system>
- [25] Válečkové dopavníky. In: *JVM metal* [online]. [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/valeckove-dopravniky/>
- [26] Dopavníkové válečky. In: *JVM metal* [online]. [cit. 2023-07-21]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/dopravnikove-valecky-2/>
- [27] *STR Praha s.r.o.* [online]. Praha: STR Praha s.r.o. [cit. 2023-07-19]. Dostupné z: <http://str.cz/>
- [28] KURPELOVÁ, Ivana. *Návrh řetězového dopavníku s plastovými unašeči*. Ostrava, 2021. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní. Katedra konstruování. Vedoucí práce Tomáš Hapla.
- [29] Rozměry a parametry válečkových řetězů podle DIN 8187. In: *TYMA* [online]. [cit. 2023-08-06]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/din-8187-roller-chains.pdf>
- [30] Volba dopavního řetězu. In: *ŘETĚZY VAMBERK* [online]. [cit. 2023-08-06]. Dostupné z: [https://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet\\_dopravniho\\_retezu.pdf](https://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf)
- [31] Coefficient of friction, Rolling resistance and Aerodynamics. In: *Tribology ABC* [online]. [cit. 2023-08-06]. Dostupné z: <https://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>
- [32] FRICTION COEFFICIENTS. In: *CAETtool* [online]. [cit. 2023-08-06]. Dostupné z: <https://caetool.com/2018/11/26/p0061/>

- [33] Řetězové převody. In: *MORAVIAN CHAINS* [online]. [cit. 2023-08-08]. Dostupné z: <https://www.mch-retezy.cz/faq/retezove-prevody/>
- [34] Efficiency of Small Machine Elements. In: *The Engineering Toolbox* [online]. [cit. 2023-08-08]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/efficiency-small-machine-elements-d\\_2076.html](https://www.engineeringtoolbox.com/efficiency-small-machine-elements-d_2076.html)
- [35] *MITCalc - plugin válečkové řetězy*. 2023.
- [36] *MITCalc - plugin hřídele*. 2023.
- [37] *MITCalc - plugin nosníky*. 2023.
- [38] *MITCalc - plugin vzpěr*. 2023.
- [39] *MITCalc - plugin šroubové spoje*. 2023.

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1 Skica prostorového rozložení navrhované dopravní tratě [Autor] .....	5
Obr. 2 Skica s maximálními rozměry přepravovaného materiálu a rozměry palety [Autor] .....	5
Obr. 3 Válečková dráha s rozdělovacími magnety plechů [Autor] .....	6
Obr. 4 Válečkový dopravník z hliníkových profilů [4] .....	8
Obr. 5 Válečková dráha svařovaná z laserem opracovaných plechů a U normalizovaných profilů [Autor] .....	9
Obr. 6 Kónické válečky pro umístění do oblouků [5] .....	9
Obr. 7 Válečky pro dopravu těžkých předmětů např. palet s plechy [6] .....	10
Obr. 8 Válečky s třecím elementem pro tvorbu mezioperační zásoby [7] .....	10
Obr. 9 Váleček s poháněnou hřídelí [8] .....	10
Obr. 10 Pohonná jednotka válečkové tratě s elektropřevodovkou SEW Eurodrive [Autor] .....	11
Obr. 11 Pohon systémem propojených sousedních válečků [Autor] .....	12
Obr. 12 Pohon válečků průběžným řetězem [9] .....	12
Obr. 13 Teleskopická válečková dráha do zatáčky, v pozadí nepoháněná teleskopická válečková dráha [10] .....	13
Obr. 14 Rolnový řetěz v hliníkovém profilu vedený v kluzných plastech [12] .....	14
Obr. 15 Řetězová trať s válečkovým řetězem se svařovanou konstrukcí z jeklů a točnou [Autor] .....	14
Obr. 16 Destičková trať ze šroubovaných hliníkových profilů [13] .....	15
Obr. 17 Válečkový řetěz [14] .....	15
Obr. 18 Provedení válečkových řetězů [14] .....	15
Obr. 19 Kluzná vedení válečkových řetězů [15] .....	16
Obr. 20 Kluzné vedení jednořadého řetězu, typ T1 [15] .....	16
Obr. 21 Kluzné vedení třířadého řetězu – typ T3 [15] .....	16
Obr. 22 Kluzné vedení řetězů – typ CKA [15] .....	16
Obr. 23 Řetězová trať pro dopravu kartonů se strásadlem a korečkovým řetězem [Autor] .....	17
Obr. 24 Modulární trať s kuličkovým modulárním pásem [10] .....	17
Obr. 25. Boční třídění produktů [10] .....	18
Obr. 26 Liniové třídění produktů [10] .....	18
Obr. 27 Liniové slučování produktů [10] .....	18
Obr. 28 Otáčení produktů [10] .....	18
Obr. 29. Modulární pás s kuličkami [17] .....	18
Obr. 30 Modulární pás s možností chodu do rádiusu [18] .....	18
Obr. 31 Pochozí modulární pás pro dopravu balíků [19] .....	19
Obr. 32 Prodyšný modulární pás určený k vaření zeleniny [20] .....	19
Obr. 33 Modulární dopravník – zatáčka [21] .....	19
Obr. 34 Pásová dopravní trať na kusový materiál [22] .....	20
Obr. 35 Řemenová trať s více lidskými i robotizovanými pracovišti [11] .....	20
Obr. 36 Poháněná zatáčka [23] .....	21
Obr. 37 Přesuvná stanice neboli příčný přejezd [24] .....	21
Obr. 38 Zvedací/rotační jednotka [24] .....	21
Obr. 39 Zvedací jednotka (výtah) [24] .....	21
Obr. 40 Nepoháněná válečková dráha [25] .....	22
Obr. 41 Gravitační válečková dráha [4] .....	22
Obr. 42 Váleček pro nepoháněnou válečkovou dráhu [26] .....	22
Obr. 43 Gravitační dopravník s ložiskovou lištou [25] .....	22
Obr. 44 Magnetický pásový dopravník [Autor] .....	24
Obr. 45 Řetězový dopravník pro pláště aerosolových plechovek [Autor] .....	24
Obr. 46 Válečková dráha s příčným posuvem [Autor] .....	24
Obr. 47 Zásobní stůl s modulárním pásem, JET zatáčkou a navazující vakuovou dopravou [Autor] .....	24
Obr. 48 Řemenový dopravník [Autor] .....	24
Obr. 49 Lanový dopravník [Autor] .....	24

Obr. 50 Magnetický odstohovač vík [Autor].....	25
Obr. 51 Magnetická stohovací kladka [Autor] .....	25
Obr. 52 Obr. 53 Magnetický stohovač vík „magazín“ [Autor].....	25
Obr. 54 Magnetický obraceč plechovek „twister“ [Autor] .....	25
Obr. 55 Obraceč vík „vajíčko“ [Autor] .....	25
Obr. 56 G magnetický elevátor [Autor] .....	25
Obr. 57 Rozdělování dopravovaných vík do více proudů [Autor] .....	26
Obr. 58 Rozdělování vík do více proudů [Autor].....	26
Obr. 59 Vakuový pásový dopravník [Autor].....	26
Obr. 60 Vakuový dopravník s obracením vík v zatáčce a navazujícím vakuovým elevátorem [Autor]....	26
Obr. 61 Jet operační mezizásobník ocelových vík [Autor] .....	26
Obr. 62 Jet doprava plastových vík [Autor] .....	26
Obr. 63 Jet pneumatická výhybka [Autor].....	27
Obr. 64 JET dopravní linka pro papírové kroužky včetně výhybky, dvou svislých elevátorů a dvou svislých deelevátorů [Autor].....	27
Obr. 65 Dílna hrubé montáže s TIG svařovacím pracovištěm [Autor].....	27
Obr. 66 Dílna hrubé montáže – Pracoviště MAG [Autor] .....	27
Obr. 67 Dílna hrubé montáže – Pracoviště MAG a bodová svářečka [Autor] .....	27
Obr. 68 Pásová pila ve skladu hutního materiálu FMB MAJOR [Autor].....	27
Obr. 69 Prototypová dílna [Autor] .....	28
Obr. 70 Prototypová dílna [Autor] .....	28
Obr. 71 Prototypová dílna – brousící pracoviště [Autor].....	28
Obr. 72 Prototypová dílna – pracoviště soustruhů [Autor] .....	28
Obr. 73 Bruska na nástroje TOS HOSTIVAŘ BN 102 [Autor] .....	28
Obr. 74 Soustruh TOS GALANTA SUI 32A/1000 [Autor] .....	28
Obr. 75 Frézka PRVOMAJSKA ALG – 200 [Autor] .....	28
Obr. 76 Vertikální obrážkač MAS Kovosvit HOV25 [Autor].....	28
Obr. 77 Frézka s elektronickým odečítáním TOS Čelákovice FNGJ 32 [Autor].....	29
Obr. 78 Frézka TOS Kuřim FNK 25 A [Autor].....	29
Obr. 79 Lis NAREX CTC 5 [Autor].....	29
Obr. 80 Sloupová vrtačka PRŮMYSLOVÝ KOMBINÁT DAČICE VS32A [Autor] .....	29
Obr. 81 NC Soustruh PINACHO SMARTTURN 5/200 [Autor] .....	29
Obr. 82 Soustruh s elektronickým odečítáním TRENS SN32/1000 [Autor].....	29
Obr. 83 Soustruh s elektronickým odečítáním STAP SV 18 RD [Autor] .....	29
Obr. 84 Bruska na kulato TOS Hostivař BU28-1000 [Autor] .....	29
Obr. 85 Bruska na plocho s magnetickým stolem TOS Hostivař BPH 300 [Autor] .....	30
Obr. 86 Padací nůžky DiGÉP OL3x1250 [Autor] .....	30
Obr. 87 Kalící pece [Autor] .....	30
Obr. 88 Šroubový kompresor ATLAS COPCO GX3FF [Autor].....	30
Obr. 89 Dílna precizní montáže [Autor] .....	31
Obr. 90 Dílna precizní montáže [Autor] .....	31
Obr. 91 Sloupové vrtačky zleva: JIHOKOV HUSTOPEČE V 10, TOS SVITAVY V 20 A, TOS VS 20 [Autor] ..	31
Obr. 92 Sloupová vrtačka PRŮMYSLOVÝ KOMBINÁT DAČICE VS 32 A a Obr. 93 šroubový lis STROJÁREŇ PIESOK LRD16/360 [Autor] .....	31
Obr. 94 Pásová pila HOLZMANN MASCHINEN HBS 470PROFI [Autor] .....	31
Obr. 95 Soustruh s vyjímatelným ložem pro velké průměry TOS Trenčín SN 32 [Autor] .....	31
Obr. 96 Hala expedice [Autor] .....	32
Obr. 97 Hala expedice [Autor] .....	32
Obr. 98 Brusárna [Autor].....	32
Obr. 99 Vysokozdvíhový vozík DESTA DV 25 AP [Autor].....	32
Obr. 100 Konstrukce [Autor] .....	32
Obr. 101 Konstrukce [Autor] .....	32
Obr. 102 Prusa MK3S [Autor] .....	33





Obr. 103 Prusa MK3S+ MMU2S [Autor] .....	33
Obr. 104 Střecha expediční haly a dílny přesné montáže [Autor].....	33
Obr. 105 Bateriové úložiště [Autor] .....	34
Obr. 106 Měniče solární elektrárny [Autor] .....	34
Obr. 107 Doprava palety v podélném směru [Autor].....	36
Obr. 108 Doprava palety v podélném směru [Autor].....	36
Obr. 109 Doprava palety v příčném směru [Autor].....	37
Obr. 110 Doprava palety v příčném směru [Autor].....	37
Obr. 111 Řetězový dopravník s nastavitelnou šířkou dopravované palety [Autor].....	37
Obr. 112 Přejezd mezi řetězovými dopravníky – zdvihnutí kolmé části pomocí měchů [Autor] .....	38
Obr. 113 Základní rám [Autor].....	40
Obr. 114 Základní rám zesponu [Autor] .....	41
Obr. 115 Zábradlí řetězové dráhy [Autor] .....	42
Obr. 116 Konstrukce držáků senzorů [Autor] .....	43
Obr. 117 Konstrukce držáků odrazek [Autor] .....	43
Obr. 118 Plot [Autor].....	44
Obr. 119 Pochozí plech s držadly [Autor] .....	44
Obr. 120 Pohonná jednotka [Autor] .....	45
Obr. 121 Pohonná jednotka z druhé strany [Autor].....	45
Obr. 122 Pohled řezem do prostoru řetězu v pohonné jednotce [Autor] .....	46
Obr. 123 Elektropřevodovka SEW Eurodrive s konzolí a hnací řetězkou [Autor].....	46
Obr. 124 Pohon průběžné hřídele [Autor].....	47
Obr. 125 Pohonná jednotka zesponu a její zakrytování [Autor] .....	47
Obr. 126 Přichycení pohonné jednotky [Autor].....	48
Obr. 127 Pohonná jednotka připevněná pod rámem [Autor] .....	48
Obr. 128 Vedení řetězu v řetězové trati [Autor].....	49
Obr. 129 Kluzné vedení řetězu [Autor].....	49
Obr. 130 Kluzná deska uvnitř jeklu [Autor].....	50
Obr. 131 Nýtovací matice v jeklu [Autor] .....	50
Obr. 132 Koncová sekce válečkové tratě [Autor].....	51
Obr. 133 Řez pohonnou jednotkou pro zobrazení průběžné hřídele [Autor] .....	51
Obr. 134 Stavěcí patka s aretačními otvory [Autor].....	52
Obr. 135 Pár přechodů mezi segmenty řetězové tratě [Autor] .....	53
Obr. 136 Doraz palety [Autor] .....	54
Obr. 137 Počáteční dva segmenty řetězové tratě [Autor].....	55
Obr. 138 Koncový segment tratě [Autor] .....	56
Obr. 139 Stojan pro řídicí systém [Autor].....	57
Obr. 140 Paleta po naložení do nakládacího prostoru [Autor] .....	58
Obr. 141 Automatické najetí palety do koncové pozice [Autor].....	59
Obr. 142 Najetí palety do vykládací pozice po zmáčknutí tlačítka [Autor] .....	59
Obr. 143 Zásoba palet na řetězové trati [Autor].....	59
Obr. 144 Válečkové řetězy podle DIN 8187 (evropská řada) – dvojřadé [29].....	60
Obr. 145 Kontrolovaný řetězový převod [Autor] .....	64
Obr. 146 Zadaná hřídel do programu MITCalc [36] .....	67
Obr. 147 Zadání vrubů na hřídeli [36] .....	68
Obr. 148 Zadané zatížení na hřídeli [36] .....	68
Obr. 149 Vedení tažného řetězu řetězovou tratí [Autor] .....	68
Obr. 150 Zobrazení kontrolované hřídele v řezu [Autor] .....	69
Obr. 151 Průhyb [mm] [36] .....	70
Obr. 152 Ohybový úhel [°] [36].....	70
Obr. 153 Redukované napětí, úhel zkroucení [36].....	70
Obr. 154 Dynamická bezp., statická bezp. [36].....	70
Obr. 155 Průhyb [mm] [36] .....	71

Obr. 156 Ohybový úhel [°] [36].....	71
Obr. 157 Redukované napětí, úhel zkroucení [36].....	71
Obr. 158 Dynamická bezp., statická bezp. [36].....	71
Obr. 159 Průhyb [mm] [36] .....	72
Obr. 160 Ohybový úhel [°] [36].....	72
Obr. 161 Redukované napětí, úhel zkroucení [36].....	72
Obr. 162 Dynamická bezp., statická bezp. [36].....	72
Obr. 163 Průhyb [mm] [36] .....	73
Obr. 164 Ohybový úhel [°] [36].....	73
Obr. 165 Redukované napětí, úhel zkroucení [36].....	73
Obr. 166 Dynamická bezp., statická bezp. [36].....	73
Obr. 167 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37] .....	74
Obr. 168 Ohybové napětí $MPa$ [37] .....	75
Obr. 169 Průhyb nosníku [mm] [37] .....	75
Obr. 170 Relativní průhyb nosníku [%] [37].....	75
Obr. 171 Natočení [°] [37] .....	75
Obr. 172 Silové působení na hřídeli [Autor] .....	76
Obr. 173 Rozložení sil $F1$ a $F3$ grafickou metodou [Autor].....	77
Obr. 174 Rozložení síly $F2$ grafickou metodou [Autor].....	77
Obr. 175 Silové působení na hřídeli v rovině XY [Autor] .....	77
Obr. 176 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37] .....	78
Obr. 177 Ohybové napětí $MPa$ [37] .....	78
Obr. 178 Průhyb nosníku [mm] [37] .....	78
Obr. 179 Relativní průhyb nosníku [%] [37].....	78
Obr. 180 Natočení [°] [37] .....	78
Obr. 181 Silové působení na hřídeli v rovině XZ [Autor] .....	79
Obr. 182 Zadání zatížení a podpor na nosníku [37] .....	79
Obr. 183 Ohybové napětí $MPa$ [37] .....	80
Obr. 184 Průhyb nosníku [mm] [37] .....	80
Obr. 185 Relativní průhyb nosníku [%] [37].....	80
Obr. 186 Natočení [°] [37] .....	80
Obr. 187 Ohybové napětí $MPa$ [Autor] .....	80
Obr. 188 Průhyb nosníku [mm] [Autor].....	80
Obr. 189 Relativní průhyb nosníku [%] [Autor].....	80
Obr. 190 Natočení [°] [Autor] .....	80
Obr. 191 Porovnání hodnot průhybu nosníku [Autor] .....	81
Obr. 192 Způsoby uložení prutu v programu MITCalc [38] .....	82
Obr. 193 Výsledky výpočtu zanesené do grafu [38].....	83
Obr. 194 Vedení tažného řetězu řetězovou tratí [Autor] .....	84
Obr. 195 Zobrazení kontrolovaného šroubu v řezu řetězkou [Autor].....	84
Obr. 196 Schématické zobrazení řetězky a sil působících na ní [Autor] .....	85
Obr. 197 Grafická metoda výpočtu radiální síly $F2š$ [Autor].....	85
Obr. 198 Volba provedení šroubového spoje [39].....	86
Obr. 199 Volba provedení a geometrie šroubu [39] .....	86
Obr. 200 Volba geometrie spoje [39].....	87
Obr. 201 Zjednodušený rám [Autor] .....	88
Obr. 202 Model přetvořený na střednicové plochy [Autor] .....	89
Obr. 203 Importovaná geometrie z modulu „SpaceClaim“ [Autor] .....	89
Obr. 204 Vlastnosti materiálu „Structural Steel“ [Autor] .....	90
Obr. 205 Přiřazené kontakty modelu [Autor] .....	91
Obr. 206 Vysíťovaný model [Autor] .....	91
Obr. 207 Zavedení gravitace země [Autor].....	92
Obr. 208 Zavedení pevných podpor [Autor].....	92

Obr. 209 Zavedené maximální zatížení od přepravované palety [Autor] .....	93
Obr. 210 Zavedené zatížení od pohonu [Autor] .....	93
Obr. 211 Výsledek výpočtu deformace varianty č.1 [Autor].....	94
Obr. 212 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.1 [Autor] .....	94
Obr. 213 Zavedená síla od maximálního zatížení od přepravované palety [Autor] .....	95
Obr. 214 Zavedená síla od zatížení pohonem [Autor].....	95
Obr. 215 Výsledek výpočtu deformace varianty č.2 [Autor].....	96
Obr. 216 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.2 [Autor] .....	96
Obr. 217 Zavedená síla od maximálního zatížení od přepravované palety v místě trámů palety [Autor] .....	97
Obr. 218 Zavedená síla od zatížení pohonem [Autor].....	97
Obr. 219 Výsledek výpočtu deformace varianty č.3 [Autor].....	98
Obr. 220 Výsledek výpočtu ekvivalentního napětí varianty č.3 [Autor] .....	98

## SEZNAM TABULEK

tab. 1: Tabulka kritérií a jejich důležitosti.....	38
tab. 2: Hodnocení kritérií vícekritériálního rozhodování.....	39
tab. 3: Parametry řetězu 12 B – 2 [29] .....	60
tab. 4: Hodnoty pro volbu součinitele provozu [30] .....	61
tab. 5: Hodnoty součinitele rychlosti [30] .....	62
tab. 6: Vybraná produktová data převodového motoru SEW S57DRU90S4/TF viz. [Příloha č.1] .....	64
tab. 7: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.1 [35] .....	65
tab. 8: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.2 [35] .....	65
tab. 9: Vybrané výsledky výpočtu řetězového převodu varianta č.3 [35] .....	66
tab. 10: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.1 [36] .....	69
tab. 11: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.2 [36] .....	71
tab. 12: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.3 [36] .....	72
tab. 13: Vybrané výsledky výpočtu kontroly hřídele varianta č.4 [36] .....	73
tab. 14: Zadané zatížení pro výpočet nosníku .....	74
tab. 15: Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku [37] .....	74
tab. 16: Výsledky výpočtu rozložení sil grafickou metodou.....	77
tab. 17: Zadané zatížení pro výpočet nosníku .....	78
tab. 18: Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku v rovině XY [37].....	78
tab. 19: Zadané zatížení pro výpočet nosníku .....	79
tab. 20: Vybrané výsledky výpočtu hřídele jako nosníku v rovině XZ [37].....	79
tab. 21: Zadávané a vypočtené hodnoty kontroly nohy na vzpěr [38].....	82
tab. 22: Výsledky kontroly šroubu – MITCalc. [39] .....	87
tab. 23: Vyhodnocení výsledků výpočtů deformací a výpočtů ekvivalentního napětí .....	98

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č.1: Produktová data SEW S57DRU90S4\_TF
- Příloha č.2: Kontrola řetězu - MITCalc - Varianta č.1
- Příloha č.3: Kontrola řetězu - MITCalc - Varianta č.2
- Příloha č.4: Kontrola řetězu - MITCalc - Varianta č.3
- Příloha č.5: Kontrola hřídele - MITCalc - Varianta č.1
- Příloha č.6: Kontrola hřídele - MITCalc - Varianta č.2
- Příloha č.7: Kontrola hřídele - MITCalc - Varianta č.3
- Příloha č.8: Kontrola hřídele - MITCalc - Varianta č.4



- Příloha č.9: Kontrola hřídele - výpočet pomocí nosníku - MITCalc - Varianta č.1  
Příloha č.10: Kontrola hřídele-výpočet pomocí nosníku-MITCalc - Varianta č.2 – XY  
Příloha č.11: Kontrola hřídele-výpočet pomocí nosníku-MITCalc - Varianta č.2 – XZ  
Příloha č.12: Kontrola stavěcí patky na vzpěr - MITCalc  
Příloha č.13: Kontrola šroubu řetězky – MITCalc  
Příloha č.14: Sestavný výkres segmentu řetězové trati – DIPL-S001  
Příloha č.15: Sestavný výkres řetězové trati – DIPL-L001